



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TIMO NORDFORS
SÄHKÖHYDRAULINEN SYLINTERI TUOTEVAIHTOEHTONA
Diplomityö

Tarkastaja: professori Seppo Tikkanen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekuntaneuvoston kokouksessa 6. toukokuuta 2015

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

NORDFORS, TIMO: Sähköhydraulinen sylinteri tuotevaihtoehtona

Diplomityö, 62 sivua

Elokuu 2015

Pääaine: Hydraulitekniikka

Tarkastaja: professori Seppo Tikkanen

Avainsanat: Sähköhydraulinen sylinteri, sähköhydraulinen toimilaite, pumppuohjaus, pyörimisnopeussäätö

Tämän työn tarkoitus on etsiä useita hydraulisylintereitä sisältävän keskushydraulijärjestelmän tilalle kompaktia ratkaisua, jossa sylinterit korvataan erillisillä itsenäisillä lineaaritoimilaitteilla ja pitkistä putkituksista voidaan luopua. Lähtökohtaisesti käytettävä lineaaritoimilaite voi olla täysin hydraulinen, sähkömekaaninen tai näiden kahden yhdistelmä.

Työn alussa kartoitetaan mahdollisia järjestelmävaihtoehtoja ja perehdytään tarkemmin näiden ominaisuuksiin, jotta voidaan valita käyttötarkoitukseen sopivin järjestelmäratkaisu. Järjestelmätyypin valinta kohdistui sähköhydrauliseen toimilaitteeseen (EHA). Esisuunnitteluvaiheessa tehdään valinnat sähköhydraulisen toimilaitteen hydraulijärjestelmän toimintaperiaatteeseen liittyen. Sylinterikokoonpanossa käytettäväksi hydraulijärjestelmäksi valitaan suljettu pumppuohjattu järjestelmä, jossa toimilaitteena on differentiaalisylinteri. Voimanlähteenä järjestelmässä on oikosulkumoottori ja pumpun tuoton säätö on toteutettu pyörimisnopeussäätönä taajuusmuuttajaa käyttäen. Sylinterikammioiden tilavuuseron kompensoimiseen käytetään huuhteluventtiiliä ja matalapaineakkua.

Kun järjestelmän toimintaperiaate ja hydraulikaavio ovat selvillä, mitoitetaan ja valitaan rakennettavassa prototyypissä käytettävät komponentit. Samalla tehtiin myös hahmotelma siitä miltä lopullinen kokoonpano tulee näyttämään ja piirrettiin tästä 3D-malli. Lisäksi järjestelmästä tehtiin yksinkertaistettu simulointi, jota käytetään järjestelmän toimivuuden toteutukseksi. Simulointimallia voidaan käyttää myös järjestelmän tehon- ja energiankulutuksen laskentaan.

Simulointitulosten perusteella voidaan todeta, että suunniteltu hydraulijärjestelmä on toimiva ja myös energiatehokas. Suunniteltu sylinterikokoonpano on kompakti ja vähentää putkitusten tarvetta esimerkiksi laivan lastiluukkukäytöissä merkittävästi. Työn tuloksena saatiin siis toimivaksi todettu hydraulijärjestelmä sekä suunnitelma, jota voidaan käyttää ohjeena prototyypin valmistamiseksi.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

NORDFORS, TIMO: Electro-Hydrostatic Actuator as a Product Alternative

Master of Science Thesis, 62 pages

August 2015

Major: Fluid Power

Examiner: Professor Seppo Tikkanen

Keywords: Electro-hydrostatic actuation, pump control, speed controlled cylinder drive

The object of the thesis is to find a solution where centralized hydraulic systems consisting of multiple hydraulic cylinders can be replaced by compact single actuators equipped with their own independent power units. The goal is to reduce the size of piping and improve system efficiency. Hydraulic, electro mechanical and electro hydrostatic actuation will all be taken into account as system alternatives.

In the beginning of the study different system alternatives are under research and the best applicable system solution will be chosen. Based on its compactness, good energy efficiency by power on demand and high forces by use of hydraulic cylinder, the electro hydrostatic actuator was chosen as a system solution for further research. The decisions related to operation principles of the system are made in the predesign study. The system will be speed controlled cylinder drive equipped with unbalanced cylinder, fixed axial piston pump, electric motor and frequency converter. The unequal flow balance of the two cylinder chambers is compensated by using hot oil shuttle valve and low pressure accumulator.

After the operational principle and the system layout are complete, the system components are sized and chosen. The final assembly outlook is designed by using 3D-modeling. Furthermore, a simplified simulation model was created in order to state the system functionality. The simulation model also calculates the power and energy demand of the system.

According to the simulation results the system operates as desired and is also energy efficient. The final assembly is compact and reduces the size of piping compared to traditional centralized hydraulic systems. As a result of the thesis there's a ready design for a prototype which allows further tests and development.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisellä yliopistolla Nurmi Hydraulics Oy:n toimeksiannosta. Työ tarjosi monipuolisia haasteita älykkään liikkeenhallinnan parissa ja nitoo kattavasti yhteen oppini TTY:llä.

Kiitän kaikkia tämän työn valmistumiseen vaikuttaneita tahoja tasapuolisesti. Erityiskiitokset ansaitsee työn ohjaajana toiminut Nurmi Hydraulics Oy:n Juha Elonon sekä työn ohjaajana ja tarkastajana toiminut professori Seppo Tikkanen. Haluan myös kiittää kaikkia taustatukena toimineita perheeni, ystäväni ja Kavitaation porukka mukaan lukien.

Tampereella, 19.8.2015

Timo Nordfors

SISÄLLYS

1	Johdanto.....	1
2	Lineaaritoimilaitteen ohjaus	2
2.1	Hydraulinen toimilaite	2
2.2	Sähkömekaaninen toimilaite	3
2.3	Sähköhydraulinen toimilaite	6
3	Pumppuohjatut hydraulijärjestelmät	7
3.1	Avoin pumppuohjattu järjestelmä	8
3.2	Suljettu pumppuohjattu järjestelmä.....	9
3.2.1	Symmetrinen sylinteri.....	9
3.2.2	Epäsymmetrinen sylinteri	10
3.2.3	Vuotojen kompensoiminen	14
4	Säädettävät vaihtosähkömoottorikäytöt	15
4.1	Vaihtosähkömoottorin nopeussäätö	15
5	Esisuunnittelu.....	19
5.1	Järjestelmätyypin valinta	19
5.2	Järjestelmän ominaisuudet	20
5.2.1	Valinta avoimen, puolisuljetun ja suljetun järjestelmän välillä	20
5.2.2	Käytettävä sylinterityyppi	23
5.2.3	Pumpun tuoton säätö järjestelmässä	24
5.2.4	Tilavuusvirtaeron kompensoiminen järjestelmässä.....	25
6	Valitun ratkaisun suunnittelu	26
6.1	Sylinterin valinta	27
6.2	Hydraulipumpun ja käyttömoottorin mitoitus sekä valinta	28
6.3	Paineakun mitoitus ja valinta	30
6.4	Venttiililohkon suunnittelu	33
6.4.1	Vastaventtiilit	34
6.4.2	Paineenrajoitusventtiilit	36
6.4.3	Kuormanlaskuventtiilit	36
6.4.4	Huuhteluventtiili.....	37
6.4.5	Paineanturit	38
6.4.6	Suodatin	38
6.5	Putkien ja letkujen mitoitus sekä valinta	39
6.6	Kokoonpano	42
7	Simulointimalli	44
7.1	Pumppumalli	45
7.2	Painelinjojen tilavuudet	46
7.3	Sylinterikammioiden porttikuristukset	47
7.4	Sylinteri- ja kuormamalli	48
7.5	Paineakku.....	49
7.6	Digitaalinen P-säädin.....	50

8	Simulointitulokset	52
8.1	Järjestelmän toiminta sylinterin positiiviseen liikesuuntaan.....	52
8.2	Järjestelmän toiminta sylinterin negatiiviseen liikesuuntaan.....	55
9	Yhteenveto.....	58
	Lähteet.....	60

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

A/D-muunnin	Analogia-digitaalimuunnin (analog to digital converter)
EHA	Sähköhydraulinen toimilaite (electro-hydraulic actuator)
EMA	Sähkömekaaninen toimilaite (electro-mechanical actuator)
DTC	Suora vääntömomenttisäätö (direct torque control)
PWM	Pulssinleveysmodulaatio (pulse width modulation)
P-säädin	Vertosäädin (proportional controller)

A	pinta-ala
B	bulkkimoduli
B_{eff}	järjestelmän tehollinen puristuskerroin
C_n	nurjahduksen varmuuskerroin
d	männänvarren halkaisija
d_p	putken sisähalkaisija
dx/dt	sylinterin liikenopeus
dV/dt	tilavuuden muutos
E	kimmokerroin
F	voima
f_l	syöttötaajuus
I	poikkipinnan jäyhyysmomentti
K_v	turbulenttisen kuristuksen virtauskerroin
l	putken pituus
l_R	redusoitu pituus
n	pyörimisnopeus
n_g	kaasun ainemäärä
n_s	tahtinopeus
P	teho
p	paine
p_1	paineakun esitäyttöpaine
p_2	paineakun minimikäyttöpaine
p_3	paineakun maksimikäyttöpaine
p_A	sylinterin a-kammion paine
p_{Acc}	paineakun paine
p_B	sylinterin b-kammion paine
p_{max}	kaasun paine maksimikäyttölämpötilassa
p_{min}	kaasun paine minimikäyttölämpötilassa
p_n	napapariluku
p_s	syöttöpaine
Q	tilavuusvirta
Q_A	sylinterin a-kammioon tuleva tilavuusvirta
Q_B	sylinterin b-kammioon tuleva tilavuusvirta

Q_{leak}	pumpun vuotovirtaus
R	yleinen kaasuvakio
Re	Reynoldsin luku
T	momentti
T_g	kaasun lämpötila
T_{min}	kaasun minimikäyttölämpötila
T_{max}	kaasun maksimikäyttölämpötila
t_s	sylinterin iskuun kuluva aika
V	kaasun tilavuus
v	nopeus
V_1	paineakun nimellistilavuus
V_2	paineakun minimikäyttöpainetta vastaava tilavuus
V_3	paineakun maksimikäyttöpainetta vastaava tilavuus
V_{Acc}	paineakun nestetilavuus
V_{cylA}	sylinterin a-kammion tilavuus
V_{cylB}	sylinterin b-kammion tilavuus
V_k	kierrostilavuus
x	sylinterin asema
Δn	absoluuttinen jättämä
Δp	paine-ero
ΔV	paineakun suurin nestetilavuus
η_{hm}	hydromekaaninen hyötysuhde
η_v	volumetrinen hyötysuhde
κ	polytrooppivakio
λ	kitkavastuskerroin
μ	virtausaukon virtauskerroin
ν	nesteen kinemaattinen viskositeetti
ρ	tiheys

1 JOHDANTO

Hydraulisen tehon siirtämiseksi pumpulta toimilaitteille ja edelleen takaisin pumpulle tarvitaan komponenttien välisiä virtauskanavia. Nämä virtauskanavat on tavallisesti toteutettu putkin ja letkuin sekä asennuslaattoihin ja venttiililohkoihin tehdyin porauksin [1, s.414]. Käytännössä hydraulijärjestelmän komponentit on usein sijoitettu melko kauas toisistaan, jolloin myös putkiston koko kasvaa suureksi. Esimerkiksi laivojen kansiluukkukäytössä hydraulinen teho tuotetaan useille erillisille sylinteripareille laivan konehuoneessa sijaitsevalla koneikolla ja putkiston kokonaispituus saattaa kasvaa hyvin pitkäksi. Tässä tapauksessa putkiston koko on merkittävä tekijä järjestelmän kokonaiskustannuksia ja painoa tarkasteltaessa. Lisäksi pitkät putkistot kasvattavat järjestelmän kokonaishäviötä nesteen siirrosta aiheutuvien vastushäviöiden muodossa. Myös putkiin ja letkuihin asennusten yhteydessä jäävä lika saattaa olla ongelma.

Yksi lähestymistapa ongelman ratkaisemiseksi on siirtyminen keskushydraulijärjestelmästä usean toimilaitteen erilliskäyttöön, missä hydraulinen teho tuotetaan mahdollisimman lähellä toimilaitetta. Näin pitkät putkistot voidaan korvata sähkökaapeilla, mikä vähentää huomattavasti järjestelmän tehohäviöitä. Sähkökaapeleissa syntyy toki niiden sisäisestä resistanssista johtuen häviöitä, mutta nämä ovat mitättömiä nesteen siirrosta johtuviin vastushäviöihin verrattuna [2]. Hajautettu järjestelmä lisää myös vikasietoisuutta, eikä yksittäisen komponentin vikaantuminen pysäytä koko järjestelmän toimintaa. Tätä periaatetta on sovellettu jo pitkään esimerkiksi lentokoneissa, missä järjestelmän vikasietoisuus on erityisen tärkeää. ”Kytke ja käytä” -tyyppinen ratkaisu nopeuttaa myös järjestelmän käyttöönottoa ja samalla vähentää järjestelmän altistumista epäpuhtauksille käyttöönoton yhteydessä. [3, s.258-259]

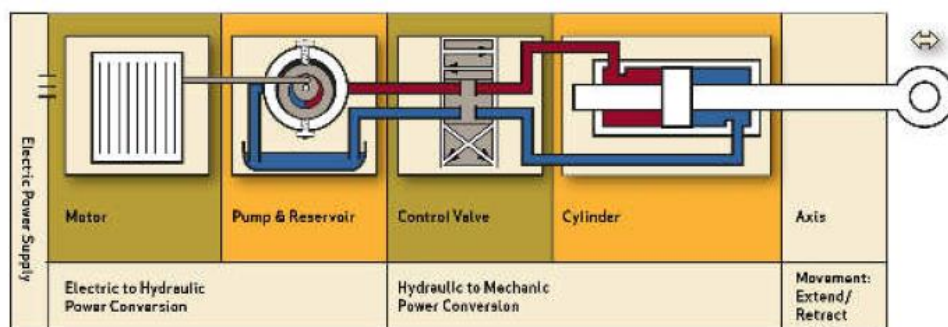
Tässä työssä perinteisen useita hydraulisylintereitä sisältävän keskushydraulijärjestelmän tilalle etsitään ratkaisua, missä sylinterit korvataan omilla ulkoisilla voimanlähteillä varustetuilla lineaaritoimilaitteilla. Tämä lineaaritoimilaite voi olla joko täysin hydraulinen, sähkömekaaninen tai näiden kahden yhdistelmä.

2 LINEAARITOIMILAITTEEN OHJAUS

Lineaaritoimilaitteen tehtävänä on muuttaa ulkoisen voimanlähteen tuottama energia lineaariliikkeeksi. Tavallisin tapa etenkin raskaampien työliikkeiden toteuttamiseen on ollut käyttää hydraulisylinteriä. Lisäksi lineaariliike voidaan toteuttaa käyttäen sähkömekaanista toimilaitetta tai sähköhydraulista toimilaitetta. Jokaisella toteutustavalla on omat vahvuutensa ja heikkoutensa.

2.1 Hydraulinen toimilaite

Tavanomaisissa hydraulijärjestelmissä hydraulipumppu muuntaa ulkoisen voimanlähteen tuottaman energian hydrauliseksi energiaksi, joka siirretään putkia ja letkuja pitkin venttiilien kautta järjestelmän toimilaitteiden käyttöön. Kuvan 1 kaltaisissa venttiiliohjatuisissa hydraulijärjestelmissä toimilaitteen liikesuuntaa ja nopeutta ohjataan suuntaventtiilillä. Kuristussäädön käyttäminen johtaa kuitenkin suuriin tehohäviöihin. Venttiiliohjatun hydraulijärjestelmän hyötysuhdetta voidaan parantaa esimerkiksi ohivirtaussäädöllä tai käyttämällä kuormantuntevaa järjestelmää ja säätötilavuuksista pumppua.

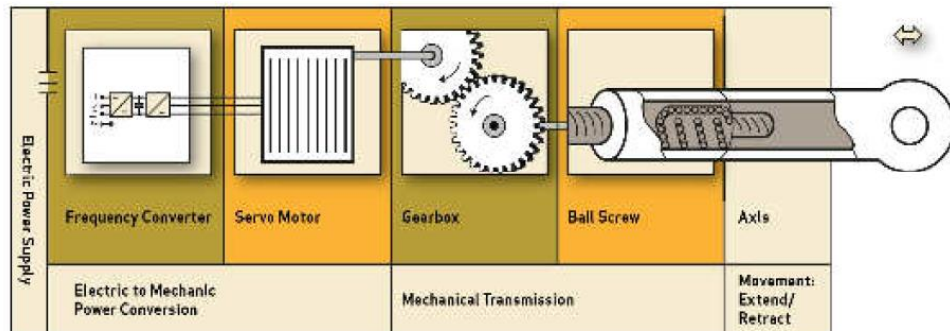


Kuva 1: Venttiiliohjatun hydraulisen toimilaitteen toimintaperiaate [4]

Hydrauliikan etuja sähkökäyttöihin verrattuna ovat järjestelmän robustisuus, suuri teho tiheys sekä hyvä tehonvälityskyky. Myös suoja ylikuormitustilanteita vastaan on hydraulijärjestelmissä yleensä sähkökäyttöjä helpommin toteutettavissa. Keskushydrauli-järjestelmien ongelmana on erillinen voimayksikkö tankkeineen, mikä yhdessä koneikon ja toimilaitteiden välisten putkien ja letkujen kanssa vaatii paljon tilaa. Lisäksi hydraulijärjestelmän hyötysuhde heikkenee, kun käytössä on jatkuvasti käynnissä oleva pumppu. Muita ongelmia ovat järjestelmän vuodot ja melu sekä painevaihtelut vakio-painejärjestelmää käytettäessä. [5, s.870], [6, s.2]

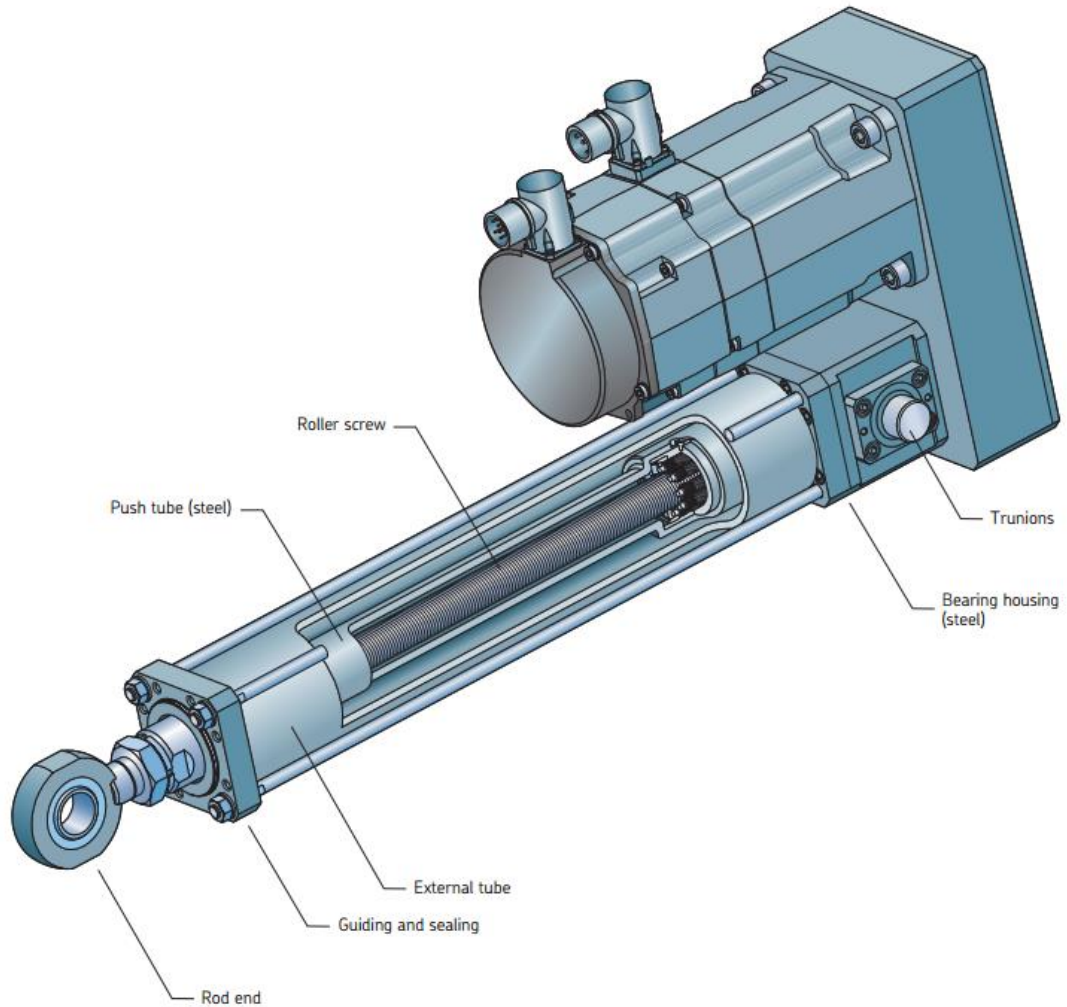
2.2 Sähkömekaaninen toimilaite

Vaikka hydraulisylinterit sopivat erinomaisesti lineaariliikkeen toteuttamiseen, valitaan niiden tilalle yhä useammin sähkömekaaninen toimilaite etenkin pienitehoisissa soveluksissa. Syitä tähän ovat sähkömekaanisten toimilaitteiden hyvä hyötysuhde, vuodottomuus sekä helppokäyttöisyys. Sähkömekaanisen toimilaitteen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 2 ja siitä käytetään yleisesti lyhennettä EMA (Electro mechanical actuator). [5, s.869]



Kuva 2: Sähkömekaanisen toimilaitteen toimintaperiaate [4]

Tyypillinen sähkömekaaninen toimilaite muuttaa verkosta saatavan sähköenergian tasajännitteeksi, mikä taajuusmuuttajan avulla valjastetaan ohjaamaan servomootoria. Lineaarikäytössä servomoottori ajaa ruuvia joko suoraan tai vaihteiston välityksellä. Yleisimmin toimilaitteessa käytetään joko kuula- tai rullaruuvia, mikä muuttaa moottorin pyörimisliikkeen lineaariliikkeeksi. Kuvassa 3 on esitetty tyypillisen sähkömekaanisen toimilaitteen mekaaninen rakenne. [4]

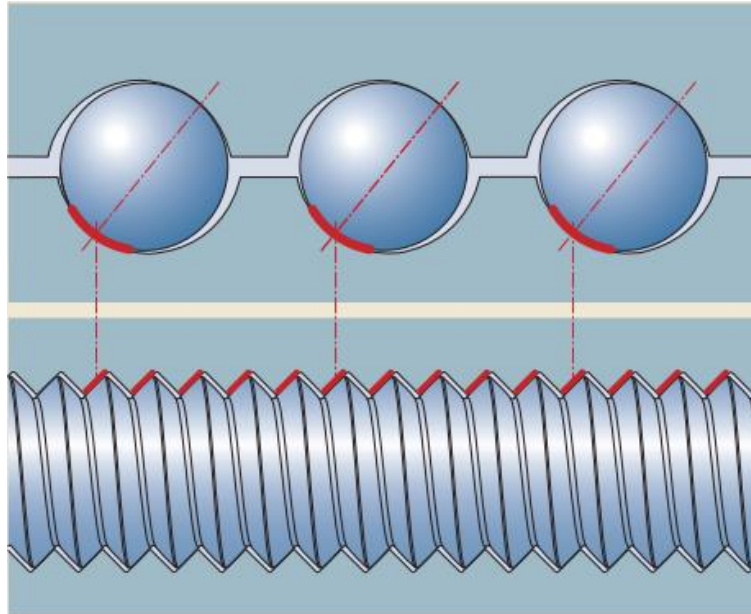


Kuva 3: Sähkömekaanisen sylinterin rakenne [7](s.127)

Ruuvin pyöriessä sen päällä oleva mutteri liikkuu ja työntää samalla sylinteriputkea haluttuun suuntaan. Ruuvi on tuettu tavallisesti viistokuulalaakereilla. Jos toimilaitteella on suuri iskunpituus, tuetaan työntöputken vapaapäätty värähtelyjen synnyn hillitsemiseksi. Sylinteristä saadaan näin jäykkä sekä pituus- että säteittäissuunnassa. Työntötangon ja sylinteriputken väli on tiivistetty. Voitelutapoina sekä rasva-, öljy- että kuivavoitelu ovat mahdollisia. Sähkömoottori voidaan sijoittaa joko sylinterin pätyyn tai sylinterin päälle, jolloin ruuvia ajetaan kulmavaihteen välityksellä. Tämä antaa mahdollisuuden sylinterikokoonpanon muuttamiseen sovelluksen tilantarpeen mukaan. [7]

Sähkömekaanisissa toimilaitteissa käytetään yleensä kuula- tai rullaruuvia, joilla päästään tavallista liikeruuvia huomattavasti pienempiin kitkahäviöihin. Kuularuuvi käyttää mutterissa sarjaa kuulalaakereita takaamaan vierintäkontaktin koko ruuvien matkalla. Rullaruuvissa käytetään kuulien sijaan laakeroituja kiertteellisiä ruuveja. Rullaruuvi on muotoiltu siten, että ruuvien kontaktipinta-ala on jatkuvasti mahdollisimman suuri, mikä takaa kuularuuvia suuremman kuormankantokyvyn. Samalla tämä antaa ruuville mahdollisuuden suuriin nopeuksiin ja kiihtyvyyksiin. Parhaimmillaan kuula- ja rullaruuveil-

la voidaan päästä jopa 0,95 hyötysuhteisiin. Kuvassa 4 on esitetty kuula- ja rullaruuvien kontaktipinta-alat toisiinsa verrattuna. [8, s.824]



Kuva 4. Kuula- ja rullaruuvien kontaktipinta-alat. [7]

Matala kitka mahdollistaa kuula- ja rullaruuvien kuormitettavuuden molempiin suuntiin. Tästä syystä kuula- ja rullaruuvit eivät ole myöskään itselukittuvia ja kuorman pitelemiseksi tarvitaan jarru. Kuula- ja rullaruuvien kuormitettavuus on kuitenkin suuri, eikä liukuvien pintojen välillä usein esiintyvistä stick-slip-ilmiöstä ole haittaa. Tyypillisiä käyttökohteita kuula- ja rullaruuvisovelluksille ovat esimerkiksi lentokoneen laskutelineet ja muut toimilaitteet, autojen ohjausmekanismit sekä sairaalasänkyjen säätömekanismit. Taulukossa 1 on koottuna tyypillisiä kuula- ja rullaruuvien suoritusarvoja ja vertailtu näitä hydraulisynterinin arvoihin. Hyötysuhteilla tarkoitetaan tässä tapauksessa koko järjestelmän hyötysuhdetta.

Taulukko 1. Kuula- ja rullaruuvien sekä hydraulisynterinin ominaisuuksien vertailu.

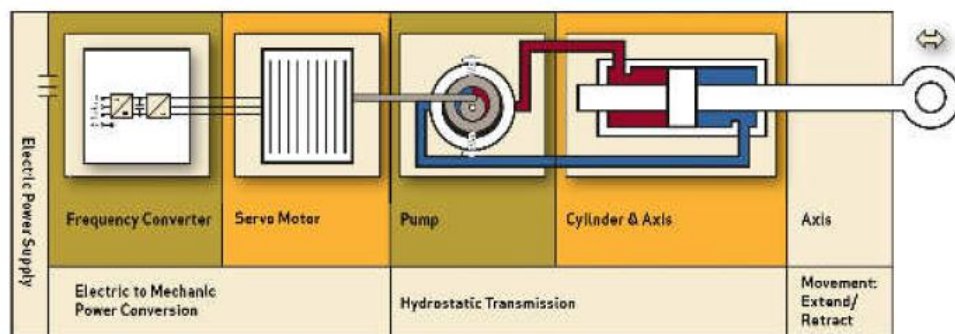
	Kuularuuvi	Rullaruuvi	Hydraulisynterini
Voima	< 150 kN	< 3500 kN	ei ylärajaa
Nopeus	< 1,8 m/s	< 1,8 m/s	< 0,5 m/s
Hyötysuhde	< 95 %	< 95 %	< 50 %

Hydraulisynteriniä käyttäviin järjestelmiin verrattuna kuula- ja rullaruuveilla on huomattavasti parempi hyötysuhde, minkä lisäksi näillä päästään hydraulisynteriniä suurempiin nopeuksiin. Hyvän hyötysuhteen lisäksi avaimet käteen – periaatteella toimitetun sähkömekaanisen synterikokoonpanon etuja koneen käyttäjälle ovat yksinkertainen käyttöotto, helppo säädettävyys, kompakti rakenne ja pieni huollon tarve. Lisäksi vuotoriski poistuu, kun hydraulineestettä ei ole käytössä. Oikein mitoitettuna ja voideltuna rullaruuvi myös kestää käytössä pitkään. Lisäksi sähkömekaanisen toimilaitteen kuor-

mankantokyky on sama molempiin liikesuuntiin. Sähkömekaanisen toimilaitteen huonoja puolia ovat mahdollinen voitelun puute ja tätä seuraava lisääntynyt kuluminen, vaikeasti toteutettavissa oleva ylikuormitussuojaus sekä hydraulisylintereitä tavallisesti pienempi kuormankantokyky. Myös rullaruuvien korkea hinta hydraulisylinteriin verrattuna on ongelma. Parhaimmillaan sähkömekaanisten toimilaitteiden kuormankantokyky on riittävä useimpiin suuriinkin sovelluksiin, mutta näin isojen rullaruuvien hinnat ovat kuitenkin niin korkeat ja toimitusajat pitkiä, ettei niiden käyttö kannata kuin erikoissovelluksissa. [6], [7, s.74]

2.3 Sähköhydraulinen toimilaite

Sähköhydraulinen toimilaite, josta käytetään yleisesti lyhennettä EHA (Electro hydraulic actuator), muuntaa verkosta saatavan sähköenergian hydrauliseksi energiaksi sähkömoottoria ja hydraulipumppua käyttäen. Tällainen järjestelmä voidaan toteuttaa joko kierrostilavuus- tai nopeussäädettynä. Sekä avoimen että suljetun piirin ratkaisut ovat mahdollisia. Sähköhydraulisen toimilaitteen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 4.



Kuva 5: Sähköhydraulisen toimilaitteen toimintaperiaate [4]

Sähköhydraulinen toimilaite yhdistää perinteisten sähkömekaanisten ja hydraulisten toimilaitteiden parhaat puolet antamalla sekä hydraulisylinterin hyvän voimantuottokyvyn että sähkömekaanisen toimilaitteen energiatehokkuuden. Pumppuohjaus vastaa suoraan sylinterin tehotarpeeseen, minkä lisäksi toimilaitteen liikesuunnan ja -nopeuden hallinta tapahtuu ilman suuntaventtiileitä ja niiden aiheuttamia kuristushäviöitä. Myöskään voitelun puutteesta aiheutuvia ongelmia ei sähkömekaanisten toimilaitteiden tapaan esiinny. Sähköhydrauliset käytöt antavat lisäksi suunnittelijalle enemmän vapauksia. Esimerkiksi sama tilavuusvirta voidaan tuottaa fyysisesti pienellä pumpulla käyttäen suurta pyörimisnopeutta tai vaihtoehtoisesti fyysisesti suuremmalla, mutta pienemmällä nopeudella pyörivällä pumpulla. Suurimpia haasteita sähköhydraulisen toimilaitteen kehityksessä ovat epäsymmetrisen sylinterin käyttö suljetussa järjestelmässä sekä hydraulipumpun vuodon kompensoimien. [4]

3 PUMPPUOHJATUT HYDRAULIJÄRJESTELMÄT

Pumppuohjattu hydraulijärjestelmä voidaan toteuttaa joko kierrostilavuus- tai pyörimisnopeussäädettynä. Kierrostilavuussäädetyssä järjestelmässä toimilaitteen liikesuuntaa ja -nopeutta hallitaan pumpun kierrostilavuutta säätämällä ja pyörimisnopeussäädetyssä järjestelmässä vakio-tilavuuksisen pumpun pyörimisnopeutta säätämällä. Tämä on energiatehokkain tapa toteuttaa sylinterin ohjaus, koska pumpun ja sylinterin väliltä puuttuvat vastushäviöitä aiheuttavat komponentit. Lisäksi pumppuohjattu hydraulijärjestelmä antaa mahdollisuuden energian talteenottoon. Pumppuohjattu hydraulijärjestelmä voidaan toteuttaa joko avoimen tai suljetun piirin ratkaisuna. [9]

Suurin osa suljetuista hydraulijärjestelmistä käyttää vakionopeuksista säätävätilavuuksista mäntäpumppua. Järjestelmän tuotto asetetaan halutuksi pumpun kulmaa muuttamalla ja järjestelmän paine asettuu kuorman mukaiseksi. Tämä mahdollistaa pumpun ja samalla käyttömoottorin tasaisen pyörimisnopeuden. Näin ollen ratkaisu sopii pyörimisnopeussäätöä paremmin käytettäväksi mobilesovelluksissa, joissa voimanlähteenä on useimmiten dieselmoottori [10, s.16]. Dieselmoottoria käytetään sovelluksesta riippuen vaihtelevalla pyörimisnopeudella, minkä lisäksi sen vasteaika on heikko pyörimisnopeussäätöä ajatellen. Tällä tavalla toteutettu järjestelmä ei kuitenkaan ole hyötysuhteeltaan paras mahdollinen, koska jatkuvasti toiminnassa oleva pumppu ei ole riippuvainen toimilaitteen liikkeestä. Kierrostilavuussäädetyssä järjestelmän häviöt muodostuvatkin pääasiassa säätävätilavuuksisen pumpun tyhjäkäynti- ja vuotohäviöistä. Pumpun hyötysuhde on yleensä melko hyvä täydellä kierrostilavuudella ajettaessa, mutta laskee pumpun kierrostilavuutta pienennettäessä. Mäntäpumppu ei myöskään tuota täysin tasaista tilavuusvirtaa. Tämä saattaa aiheuttaa järjestelmässä värähtelyä, mikä kertaantuu pyrittäessä tarkkaan toimilaitteen liikkeeseen. Lisäksi tankin koko on mitoitettava jatkuvasti pyörivän pumpun mukaan. Vaihtoehtoinen tapa on säätää pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa ja järjestelmän painetta vakio-tilavuuksisen pumpun pyörimisnopeutta muuttamalla. [11]

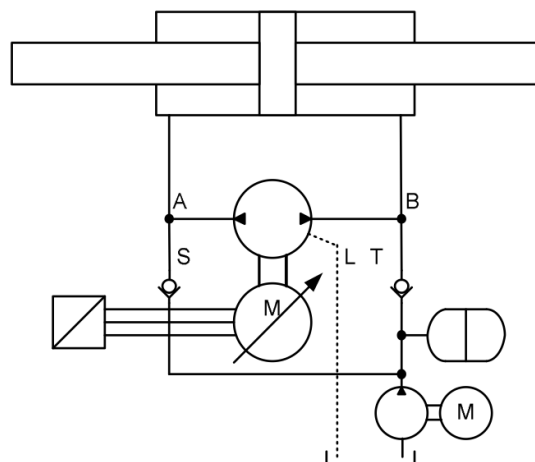
Pyörimisnopeussäädetty järjestelmä voidaan toteuttaa käytännössä esimerkiksi taajuusmuuttajaohjatulla sähkömoottorilla. Toimilaitteen liikenopeus on suoraan verrannollinen pumpun pyörimisnopeuteen. Kun käyttömoottorina on sähkömoottori, on pumpun pyörimisnopeus tasaista ja pyörimisnopeuden muutokset helppoja toteuttaa [10, s.16]. Lisäksi pumppu voidaan pysäyttää välittömästi käytön jälkeen ja tankin koko minimoida. Näin voidaan vastata suoraan sylinterin tehotarpeeseen ja järjestelmän hyötysuhde

3.2 Suljettu pumppuohjattu järjestelmä

Suljetussa pumppuohjatussa järjestelmässä sylinterin liikesuuntaa hallitaan pumpun pyörimissuuntaa vaihtamalla, eikä sylinterin ohjaamiseen tarvita ylimääräisiä suunta-venttiileitä. Tämä tekee suljetun piirin ratkaisusta energiatehokkuudeltaan avoimen piirin ratkaisua huomattavasti paremman vaihtoehdon. Yksinkertaisimmillaan suljettu pumppuohjattu hydraulijärjestelmä voidaan toteuttaa käyttäen symmetristä sylinteriä. Useimmiten kuitenkin halutaan käyttää epäsymmetristä sylinteriä, koska läpimenevä männänvarsi lisää sylinterin tilantarvetta. Epäsymmetrisen sylinterin käyttö suljetussa järjestelmissä on kuitenkin ongelmallista sylinterikammioiden tilavuuserosta johtuen.

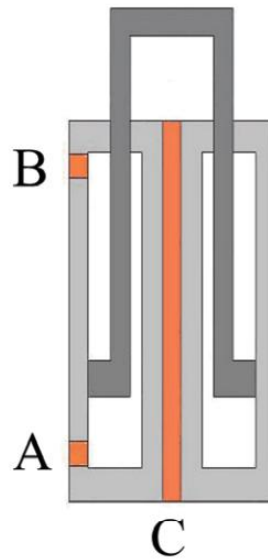
3.2.1 Symmetrinen sylinteri

Symmetrisessä sylinterissä männän pinta-alat ovat molemmin puolin yhtä suuret. Tämä mahdollistaa sylinterin voimien ja nopeuksien saattamisen helposti yhtä suuriksi molempiin liikesuuntiin [1, s.198]. Lisäksi yhtä suurista männän pinta-aloista on etua suljetuissa ja puolisuljetuissa järjestelmissä, sillä tässä tapauksessa tilavuusvirrat pumpun imu- ja painepuolella ovat yhtä suuret. Tämä mahdollistaa pienemmän säiliön ja vähentää komponenttien määrää järjestelmässä. Kuvassa 6 on esitetty tyypillinen symmetrisellä sylinterillä varustettu pumppuohjattu järjestelmä.



Kuva 7. Symmetrinen sylinteri pumppuohjatussa järjestelmässä [4].

Tavallisin tapa tehdä sylinteristä symmetrinen on varustaa se läpimenevällä männänvarrella. Kaksipuolinen rakenne kasvattaa kuitenkin sylinterin nollapituutta, mistä on monessa sovelluksessa haittaa. Tämä ongelma voidaan ratkaista käyttäen kuvan 7 kaltaista kolmikammioista sylinteriä, missä sylinterin B- ja C-kammioiden männän pinta-alat asetetaan yhtä suuriksi.



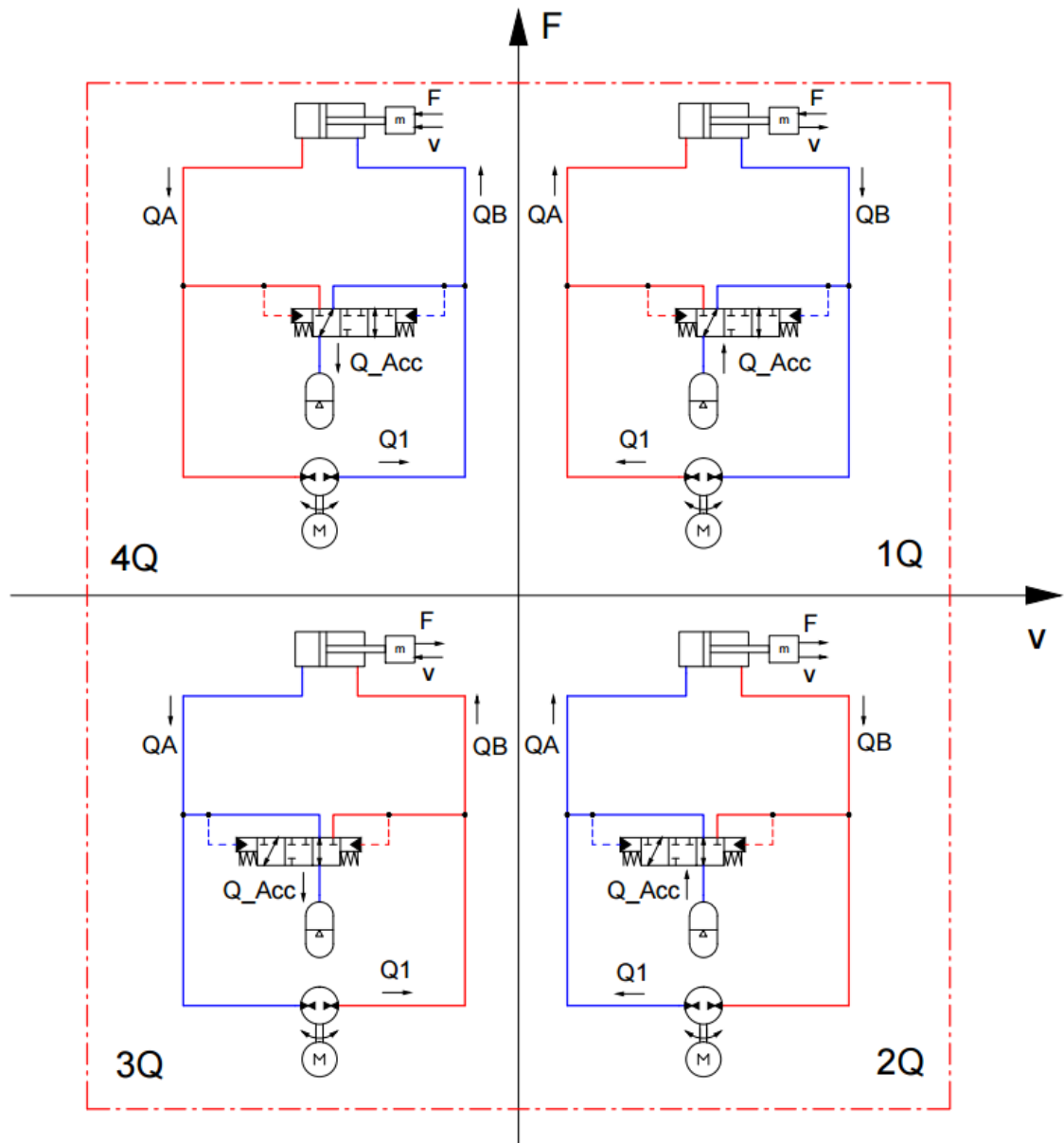
Kuva 8. Kolmikammiosylinteri [13]

Kolmatta kammiota voidaan tämän lisäksi käyttää hyväksi esimerkiksi kuorman tasapainottamisessa tai muiden käytössä olevien toimilaitteiden liikkeiden synkronoinnissa [13]. Kolmas kammio mahdollistaa myös sylinterin kolmiportaisen nopeussäädön plus-suuntaan. Kolmikammioinen sylinteri on kuitenkin tavallista sylinteriä vaikeampi ja kalliimpi valmistaa. Myös sylinterin ulkohalkaisija kasvaa, kun sylinteriin lisätään kolmas kammio.

3.2.2 Epäsymmetrinen sylinteri

Keskeisin suljetun järjestelmän ongelma epäsymmetristä sylinteriä käytettäessä aiheutuu sylinterikammioiden tilavuuserosta. Plus-suuntaan ajettaessa A-kammioon tarvitaan suurempi tilavuusvirta kuin B-kammio on kykenevä syrjäyttämään ja päinvastoin. Symmetrisen sylinterin käyttö ratkaisisi ongelman, mutta tätä ei yleensä haluta käyttää kaksipuoleisen männänvarren suuren tilantarpeen vuoksi. Muita mahdollisia tapoja ongelman ratkaisemiseksi ovat esimerkiksi kahden erillisen pumpun käyttö rinnakkain, erikoisvalmisteisen 3-porttinen pumppu tai huuhteluventtiilin käyttö tilavuusvirtaeron tasapainottamiseksi.

Huuhteluventtiilin käyttö tilavuusvirtaeron tasapainottamiseksi neljässä eri kuormitustilanteessa on havainnollistettu kuvassa 9. Paineohjattu huuhteluventtiili yhdistää aina sylinterin pienemmän kammiopaineen nestevarastona toimivaan matalapaineiseen paineakkuun. Sama toiminto voidaan toteuttaa vaihtoehtoisesti myös kahta paineohjattua vastaventtiiliä käyttäen. Mobilekäyttöön tarkoitettuja suljetun piirin huuhteluventtiilejä on kuitenkin paljon markkinoilla, joten kyseinen ratkaisu on helposti toteutettavissa. [5, s.873]



Kuva 9. Huuhteluventtiilin toiminta kuormasta ja sylinterin liikesuunnasta riippuen.

Kuvan 9 ensimmäisessä kuormitustilanteessa (1Q) kuorma generoi paineen sylinterin A-kammioon ja sylinterin liike on positiiviseen suuntaan. Pumpun painepuolen paine avaa huuhteluventtiilin kautta yhteyden paineakulta pumpun imupuolelle. Näin voidaan taata riittävä tilavuusvirta pumpun imupuolella sylinterin B-kammion pienemmästä tilavuudesta huolimatta. Ensimmäisessä kuormitustilanteessa pumppumoottori toimii pumppuna ja järjestelmään tuodaan ulkopuolista energiaa.

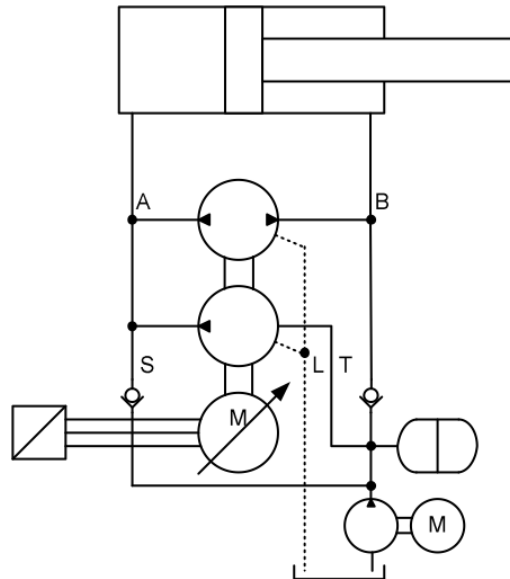
Kuvan 9 toisessa kuormitustilanteessa (2Q) sylinteriin kohdistuu vetävä kuorma sylinterin liikkeessä samalla positiiviseen suuntaan. Tässä tapauksessa pumppumoottori toimii moottorina ja sen tuottama energia voidaan syöttää takaisin sähköverkkoon. Sylinterin B-kammion puolelle muodostuva korkeampi paine pitää huuhteluventtiilin auki niin, että sylinterin A-kammioon saadaan riittävä tilavuusvirta, eikä sylinteri ala kavitoimaan.

Kuvan 9 kolmannessa kuormitustilanteessa (3Q) pumppumoottori toimii jälleen pumpuna. Vetävä kuorma generoi paineen sylinterin B-kammioon sylinterin liikkeessa negatiiviseen suuntaan. B-kammion paine avaa huuhteluventtiilin vastaavalla tavalla kuin kuormitustilanteessa 2Q ja sylinterin A-kammioilta tuleva ylimääräinen tilavuusvirta voidaan ohjata paineakkuun.

Kuvan 9 neljännessä kuormitustilanteessa (4Q) sylinteriin kohdistuu työntävä kuorma sylinterin samalla liikkeessa negatiiviseen suuntaan. Tässä tilanteessa pumppumoottori toimii jälleen moottorina ja sen tuottama energia voidaan syöttää takaisin sähköverkkoon. Korkeampi paine muodostuu sylinterin A-kammion puolelle ja huuhteluventtiili toimii vastaavalla tavalla kuin kuormitustilanteessa Q1. Näin pumppumoottorilta tuleva ylimääräinen tilavuusvirta voidaan ohjata paineakkuun.

Edellä esitetyn perusteella voidaan todeta, että huuhteluventtiilin toiminta riippuu ainoastaan sylinterin kuormanpaineesta, ei liikesuunnasta. Kuorman suunnasta riippuen joko sylinterin männän pinta-ala tai männänvarren puoleinen rengaspinta-ala on paineistettu ja määrittelee näin sylinterin nopeuden.

Kuvassa 10 on esitetty suljettu pumppuohjattu järjestelmä, jossa tilavuusvirtaeron kompensoiminen on ratkaistu asentamalla rinnan kaksi vakiotilavuuksista pumppumoottoria.

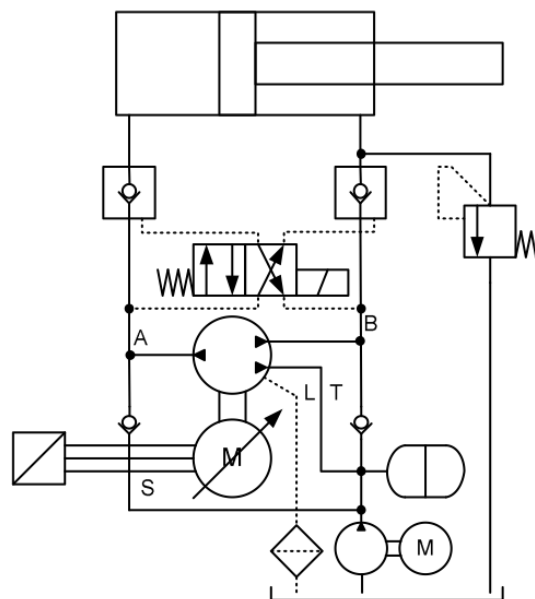


Kuva 10. Tilavuusvirtaeron kompensoiminen kahdella rinnan asennetulla pumpulla [4]

Kun sylinteriä liikutetaan plus-suuntaan, tuotetaan männän puoleisessa sylinterikammiossa tarvittava ylimääräinen tilavuusvirta pumppumoottorilla, joka on yhdistetty sylinterin A-kammioon ja nestevarastona toimivaan paineakkuun. Vastaavasti kun sylinteriä liikutetaan vastakkaiseen suuntaan, ajetaan tämä ylimääräinen tilavuusvirta saman pumppumoottorin läpi takaisin paineakkuun. Koska pumppumoottorit on kytketty samalle akselille, ne pyörivät aina samalla kierrosnopeudella. Jotta vältetään ylimääräisil-

tä paineiskuulta järjestelmässä ja pumppujen imupuolen kavitoinnilta, pitää pumppumootoreiden kierrostilavuudet mitoittaa tarkasti sylinterin pinta-alasuhteen mukaan. Erilaisia pumppukokoja on kuitenkin saatavilla rajallinen määrä, mikä vaikeuttaa käytännön toteutusta. Lisäksi pumpun tuottama todellinen tilavuusvirta eroaa teoreettisesta tilavuusvirrasta pumpun vuodoista ja nesteen kokoonpuristuvuudesta johtuen. Käytännössä pumppumootoreiden kierrostilavuussuhdetta on siis hyvin vaikea saada vastaamaan sylinterin pinta-alasuhdetta, joten järjestelmään tarvitaan myös huuhteluventtiili näitä tilavuusvirtaeroja kompensoimaan [9]. Lisäksi tarvitaan antikavitaatioventtiilit, jotta järjestelmän luotettava toiminta voidaan taata. Kaiken kaikkiaan tämä ei ole suunnittelijan näkökulmasta yhtä joustava ratkaisu kuin pelkällä huuhteluventtiilillä toteutettu järjestelmä. Parhaiten kahdella rinnan asennetulla pumpulla toteutettu ratkaisu soveltuu kehittyneempiin käyttöihin, joissa kuorman suuruus vaihtelee. [6, s.98]

Kuvassa 11 on esitetty suljettu pumppuohjattu järjestelmä, jossa tilavuusvirtaeron kompensoiminen on ratkaistu käyttämällä erikoisvalmisteista 3-porttista pumppumoottoria. Järjestelmän perus toimintaperiaate on sama kuin edellä esitettyssä kahden rinnan asennetun pumpun tapauksessa, mutta nyt tilavuusvirtaeron kompensointi hoidetaan pumpun sisäisesti.



Kuva 11. Tilavuusvirtaeron kompensoiminen 3-porttista pumppumoottoria käyttäen [4]

Erikoisvalmisteisen 3-porttisen pumppumoottorin käyttö mahdollistaa pienemmän määrän komponentteja järjestelmässä, mikä tekee järjestelmästä entistä kompaktimman ja näkyy myös komponenttikustannuksissa. Toisaalta vaatimukset täyttäviä 3-porttisia pumppuja on vaikeasti saatavilla ja pumpun hankintakustannukset ovat todennäköisesti tavallista suljetun piirin pumppua huomattavasti suuremmat. Erityisesti 4-kvadranttikäytön (tarve toimia molempiin pyörimissuuntiin sekä negatiivisella että positiivisella kuormalla) asettamat vaatimukset pumpulle ovat kovat. [4]

3.2.3 Vuotojen kompensoiminen

Kaikissa hydraulijärjestelmissä komponenttien sisäiset ja ulkoiset vuodot, erityisesti pumpun ulkoiset vuodot, on pystyttävä kompensoimaan. Tavallisesti suljetuissa järjestelmissä on erillinen apupumppu vuotojen kompensoimiseksi. Apupumpun yhteyteen voidaan liittää paineakku tai se voidaan liittää suoraan avoimeen tankkiin sovelluksesta riippuen. Avoin tankki mahdollistaa paineen purkamisen järjestelmästä kokonaan, mikä helpottaa järjestelmän huoltotoimia. [4]

Toisaalta apupumpusta voidaan päästä kokonaan eroon käyttämällä nestevarastona tavanomaisen tankin sijaan matalapaineista paineakkua. Tämä tekee järjestelmästä täysin suljetun, jolloin se on myös vähemmän likaherkkä. Paineakun käyttö matalapainepuolella antaa lisäksi mahdollisuuden reagoida tilavuusvirran vaihteluihin nopeasti, kun sylinterin asemaa muutetaan. Täysin suljetun järjestelmän haittapuolena pumpun kotelopaine nousee, kun pumpun vuotolinja kytketään matalapaineakkuun. Pahimmillaan liian korkea paine pumpun vuotolinjassa saattaa rikkoa pumpun akselitiivisteet. Tästä syystä pumpun suurimpaan sallittuun kotelopaineeseen tulee kiinnittää erityistä huomiota pumpun valinnassa yhteydessä. [4], [14, s.935]

4 SÄÄDETTÄVÄT VAIHTOSÄHKÖMOOTTORI-KÄYTÖT

Yleisin teollisuudessa käytetty sähkömoottorityyppi on oikosulkumoottori. Sille on ominaista vankka ja yksinkertainen rakenne, mikä merkitsee samalla edullista hankintahintaa ja korkeaa luotettavuutta. Lisäksi oikosulkumoottori soveltuu vaativiin ympäristöolosuhteisiin, sen hyötysuhde on hyvä ja huoltokustannukset pieniä. Vaihtoehtoja perinteiselle oikosulkumoottorille vaihtosähkökäytöissä ovat kestopagneettimoottori ja tahtireluktanssimoottori. [15, s.11]

Kestopagneettimoottorissa roottorikäänitys on korvattu kestopagneeteilla, mitkä magnetioivat roottorin. Tästä syystä roottorin magnetioimiseen ei tarvita sähkövirtaa ja moottorin hyötysuhde paranee. Lisäksi kestopagneettimoottori on fyysiseltä kooltaan oikosulkumoottoria huomattavasti pienempi. Toisaalta kestopagneettimoottori vaatii toimiakseen aina taajuusmuuttajan ja sen hankintahinta on oikosulkumoottoria huomattavasti kalliimpi. [16]

Tahtireluktanssimoottori vastaa käytettävyydeltään perinteistä oikosulkumoottorin ja taajuusmuuttaja yhdistelmää. Se käyttää samaa staattoritekniikkaa kuin oikosulkumoottori, mutta roottorina toimii niin sanottu tahtireluktanssiroottori. Tahtireluktanssiroottorissa ei ole roottorikäänitystä, vaan magnetointi saadaan aikaiseksi ferromagneettisen roottorin muotoilulla ja laminoinnilla. Myös tahtireluktanssimoottori vaatii toimiakseen taajuusmuuttajan. Tahtireluktanssimoottorin hyötysuhde vastaa kuitenkin kestopagneettimoottoria ja hinta on oikosulkumoottorin tasolla, mikä tekee siitä kokonaisuutena näistä vaihtoehdoista kilpailukykyisimmän. [16]

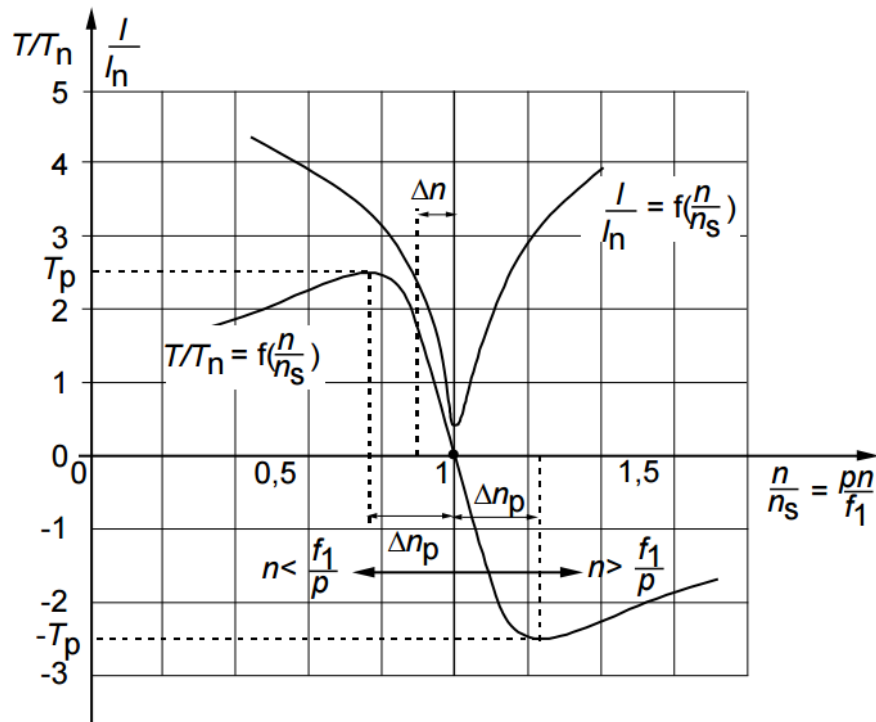
4.1 Vaihtosähkömoottorin nopeussäätö

Vaihtosähkömoottorin pyörimisnopeutta voidaan ohjata moottorin syöttötaajuutta muuttamalla. Pyörimisnopeus n noudattaa yhtälöä 4.1. [15, s.11]

$$n = \frac{f_1}{p_n} - \Delta n = n_s - \Delta n \quad (4.1)$$

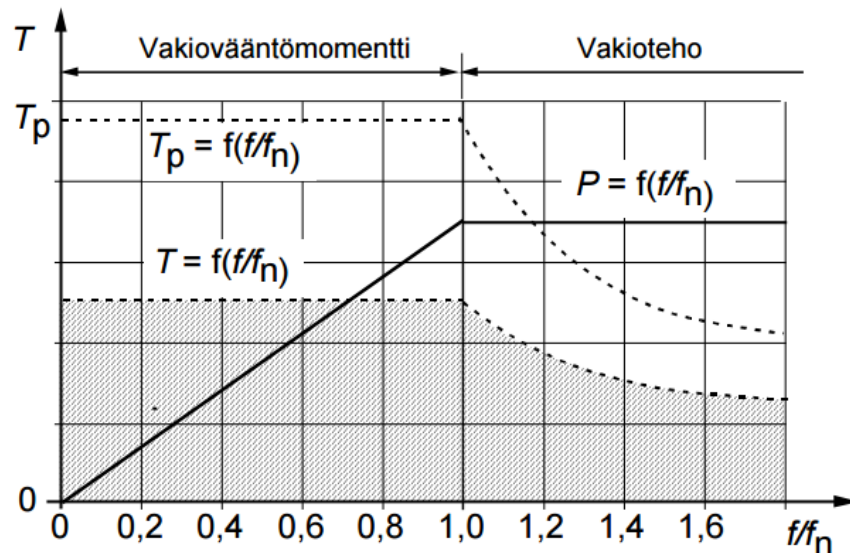
missä f_1 on syöttötaajuus, p_n moottorin napapariiluku, Δn absoluuttinen jättämä ja n_s moottorin tahtinopeus. Kun moottorin syöttöjännite ja taajuus pidetään vakiona, ja lämpötilanvaihtelut jätetään huomioimatta, syntyvä vääntömomentti riippuu vain jättämästä

Δn . Myös moottorin ottama vaihevirta riippuu pelkästään jättämästä. Epätahtikone toimii moottorina positiivisella jättämällä ja generaattorina negatiivisella jättämällä. Sähkömoottorin pyörimissuuntaa voidaan muuttaa vaihtamalla syöttävän jännitteen vaihejärjestystä. Kuvassa 12 on esitetty oikosulkumoottorin tyypilliset vääntömomentit ja taajuus, kun syöttöjännite ja taajuus ovat vakioita. [15, s.11]



Kuva 12. Tyypilliset oikosulkumoottorin vääntömomentti T ja virta I , kun syöttöjännite ja taajuus ovat vakioita. [15, s.12]

Kuvasta 12 nähdään, että oikosulkumoottorin maksimimomentti on noin 2...3-kertainen nimellisvääntömomenttiin verrattuna ja oikosulkumoottorin tehokas käyttö edellyttää jättämän pitämistä pienenä kapealla alueella. Tästä johtuen oikosulkumoottorin pyörimisnopeusohjaus on parhaiten toteutettavissa taajuutta muuttamalla. Kuvassa 13 on esitetty vakiovirralla moottorista saatava momentti ja teho taajuuden funktiona. [15, s.12]



Kuva 13. Vakiovirralla moottorista saatava momentti ja teho. [15, s.15]

Taajuusohjattu vaihtosähkömoottori voi myös toimia neljässä kvadrantissa. Energian talteenotto ja siirtyminen generaattorikäyttöön on joustavaa, koska tämä voidaan tehdä muuttamalla jättämä negatiiviseksi. Näin ollen magnetointivirran tai muun virran suuntaa ei tarvitse kääntää. Pyörimissuunnan vaihto tehdään elektronisesti. Yleiskäyttöisin taajuusmuuttajatyyppejä on PWM-taajuusmuuttaja, missä lähtöjännitteen amplitudia säädetään muuttamalla lähtöjännitteen pulssikuviota. Tätä kutsutaan pulssileveysmodulaatioksi (PWM). [15, s.16-18]

Sähkökäytön tehtävänä on muuttaa verkosta saatava sähköenergia mekaaniseksi energiaksi niin, että tietty toimintatila saavutetaan. Yleensä tavoitellaan tiettyä pyörimisnopeutta tai vääntömomenttia. Mahdollisia taajuusmuuttajan ohjaus- ja säätötapoja ovat skalaariohjaus ja skalaarisäätö, vektorisäätö sekä suora vääntömomenttisäätö. [15, s.23]

Skalaariohjauksessa moottorin pyörimisnopeutta ohjataan taajuusmuuttajan lähtötaajuutta muuttamalla. Näin kuormitusvääntömomentti ja taajuus yksin määräävät moottorin pyörimisnopeuden arvon. Skalaarisäädössä on lisäksi takaisinkytkentä eli moottorin pyörimisnopeutta mitataan takometrin avulla. Tällöin voidaan säätää joko moottorin pyörimisnopeutta tai vääntömomenttia. Kun valittuna on momenttisäätö, taajuusmuuttajaa ohjataan momenttiohjeella, jolloin PI-säätäjä pyrkii pitämään käyttömomentin ohjearvon mukaisena taajuusohjetta muuttamalla. [15, s.23-24]

Vektorisäädöksi kutsutaan säätötapaa, joka ottaa myös vuovektorin suunnan huomioon. Tämä on tarpeellista, koska oikosulkumoottorin vääntömomentti on päävuon ja roottorivirran vektoritulo. Kyseinen säätötapo edellyttää moottorivirtojen ja pyörimisnopeuden tarkkaa mittausta ja vaatii toimiakseen aina takometrin. Vektorisäätö sopii käytettäväksi sovelluksiin, joissa vaaditaan hyvää järjestelmän dynamiikkaa ja tarkkaa nopeussäätöä. Lisäksi moottorin vääntömomenttia ja pyörimisnopeutta voidaan säätää suoran

vääntömomenttisäädön eli DTC:n (Direct torque control) avulla, missä mitattavia arvoja ovat moottorin virta ja taajuusmuuttajan välipiirin jännite. [15, s.25]

5 ESISUUNNITTELU

Esisuunnitteluvaiheessa kartoitetaan mahdollisia järjestelmäratkaisuja, joilla halutunlainen omalla kompaktilla koneikolla varustettu sylinteritoimilaite olisi toteutettavissa. Suunnittelussa huomioitavia tekijöitä ovat muun muassa järjestelmän toiminta ja sylinterin liikenopeudet, kuormat, voimat ja momentit, käyttöympäristö ja lämpötila sekä järjestelmän kustannukset ja huollettavuus.

5.1 Järjestelmätyypin valinta

Suunnitteluprosessin ensimmäinen valinta kohdistuu käytettävään järjestelmätyyppiin. Varteenotettavia vaihtoehtoja ovat perinteinen venttiiliohjattu hydraulijärjestelmä (EH), sähköhydraulinen pumppuohjattu järjestelmä (EHA) sekä sähkömekaaninen toimilaite (EMA). Näiden järjestelmätyyppien hyviä ja huonoja puolia on koottu taulukkoon 2.

Taulukko 2. Hydraulisen, sähkömekaanisen ja sähköhydraulisen toimilaitteen vertailu.

Piirre	EH	EMA	EHA
Koko	+	+++	+++
Säädettävyys	++	+++	++
Energiatehokkuus	+	+++	++
Ylikuumenemissuoja	+++	+	++
Kuormankantokyky	+++	+	+++
Iskunpituus	+++	+	+++
Luotettavuus	++	++	+++
Hinta	+++	+	++
Käyttöönotto	+	+++	++

Perinteinen täysin hydraulinen venttiiliohjattu toimilaite on rakenteeltaan yksinkertainen ja varmatoiminen. Sen ongelmaksi muodostuu kuitenkin huono hyötysuhde ja suuri tilantarve, sillä hydraulijärjestelmän vaatima koneikko tankkeineen vie paljon tilaa.

Sähkömekaaninen toimilaite olisi ominaisuuksiltaan muuten täysin varteenotettava vaihtoehto, mutta riittävän suuren kuormankantokyvyn omaava rullaruuvi on erittäin kallis hydraulisylinteriin verrattuna, eikä se näin ollen ole kilpailukykyinen ratkaisu. Muut sähkömekaanisen toimilaitteen ongelmat ovat ratkaistavissa, mutta iso määrä hienomekaniikkaa suuressa mittakaavassa nostaa toimilaitteen hinnan korkealle.

Sähköhydraulinen toimilaite yhdistää hydraulisylinterin ja sähkömekaanisen toimilaitteen parhaat puolet. Järjestelmästä voidaan rakentaa kompakti ”kytke ja käytä” -tyyppinen ratkaisu, jolla on samalla hyvä hyötysuhde. Kun rullaruuvien sijaan käytetään hydraulisylinteriä, ei myöskään järjestelmän hinta karkaa liian korkeaksi. Näillä perusteilla järjestelmätyypiksi valitaan sähköhydraulinen toimilaite (EHA).

5.2 Järjestelmän ominaisuudet

Pumppuohjatun sähköhydraulisen toimilaitteen hydraulijärjestelmä voi olla joko avoin, puolisoljettu tai suljettu järjestelmä. Toimilaitteessa käytettäväksi sylinteriksi voidaan valita joko symmetrinen, kolmikammio- tai epäsymmetrinen sylinteri. Lisäksi pitää tehdä valinta nopeussäädön ja kierrostillavuussäädön välillä.

5.2.1 Valinta avoimen, puolisoljetun ja suljetun järjestelmän välillä

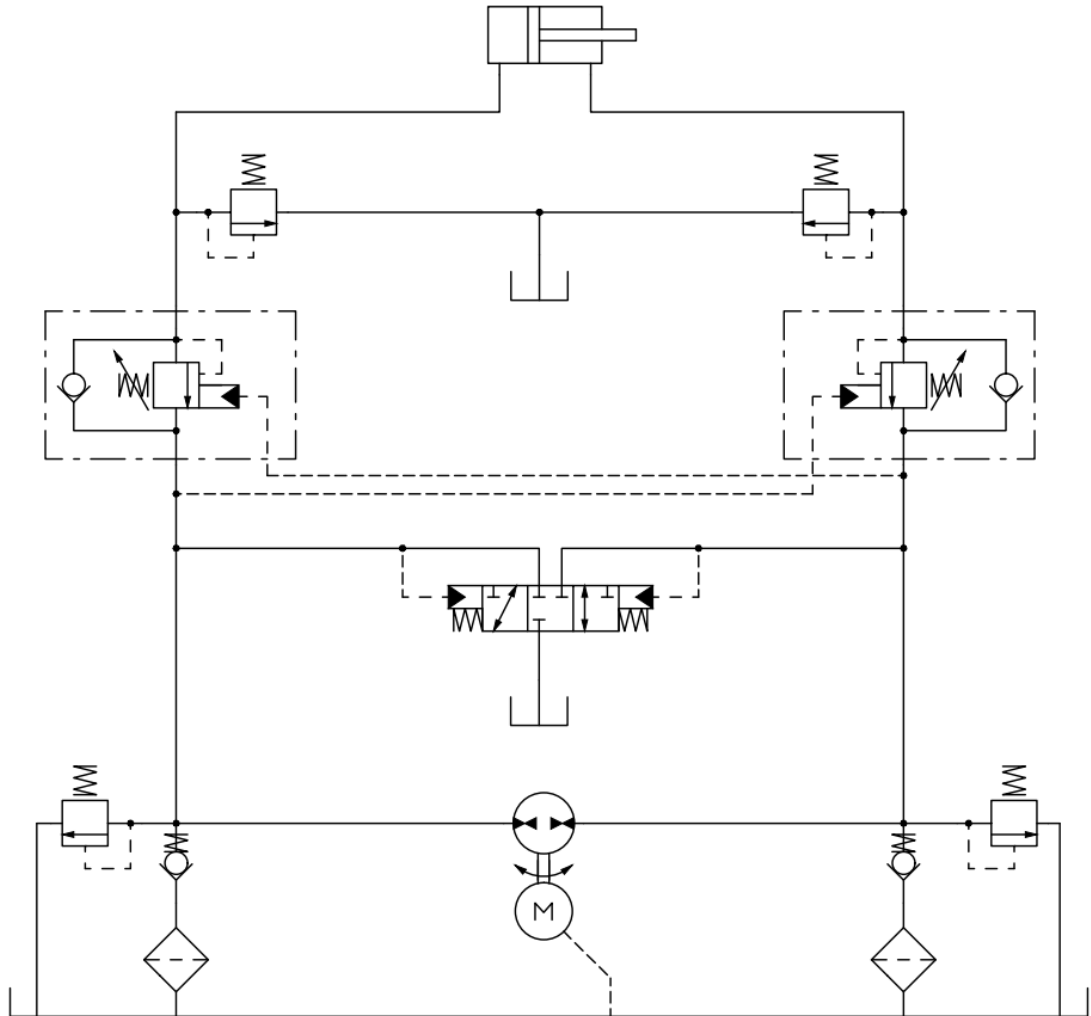
Avoimen, puolisoljetun ja suljetun hydraulijärjestelmän hyviä ja huonoja puolia on koottu taulukkoon 3.

Taulukko 3. Avoimen, puolisoljetun ja suljetun järjestelmän ominaisuuksien vertailu.

Piirre	Avin	Puolisoljettu	Suljettu
Vuotovirtauksen ohjaus tankkiin	Kyllä	Kyllä	Ei
Hinta	+++	+	+
Energiatohokkuus	+	++	+++
Avin tankki rajoittaa kokoonpanon asentoa	Kyllä	Kyllä	Ei
Ilmanerotus	+	+	+++
Likaherkkyys	+	+	+++

Avin hydraulijärjestelmä on yksinkertainen ja edullinen ratkaisu. Se ei kuitenkaan ole kaikkein energiatohokkain ratkaisu suuntaventtiilissä tapahtuvista vastushäviöistä johtuen. Lisäksi avoimen tankin nestetilavuuden tulee olla huomattavasti suljetun järjestelmän tankkia suurempi, jotta järjestelmässä voidaan taata riittävä ilmanerottuminen. Avoin tankki on myös suljettua järjestelmää herkempi epäpuhtauksille. Lisäksi avoin tankki rajoittaa sylinterin asentoa, jos koneikko on liitetty sylinterikokoonpanon yhteyteen. Avoimen järjestelmän sähköhydraulisen toimilaitteen hydraulikaavio on esitetty aiemmin luvun 3.1 kuvassa 6.

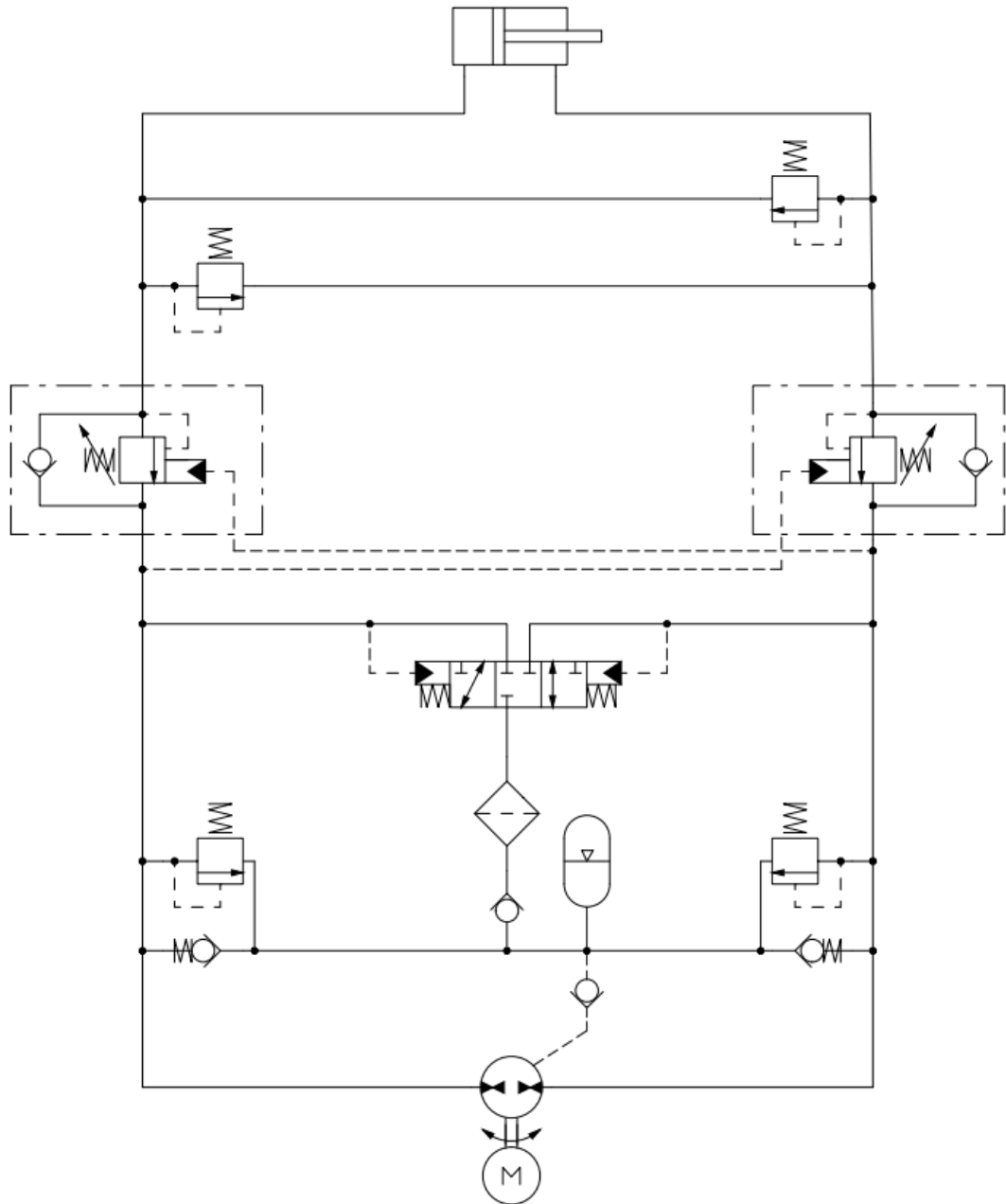
Puolisoljettu järjestelmä sisältää sekä avoimen että suljetun järjestelmän piirteitä. Kuvassa 14 on esitetty sähköhydrauliseen toimilaitteeseen soveltuvan puolisoljetun järjestelmän hydraulikaavio.



Kuva 14. Puolisuljettu järjestelmä sähköhydraulisessa toimilaitteessa.

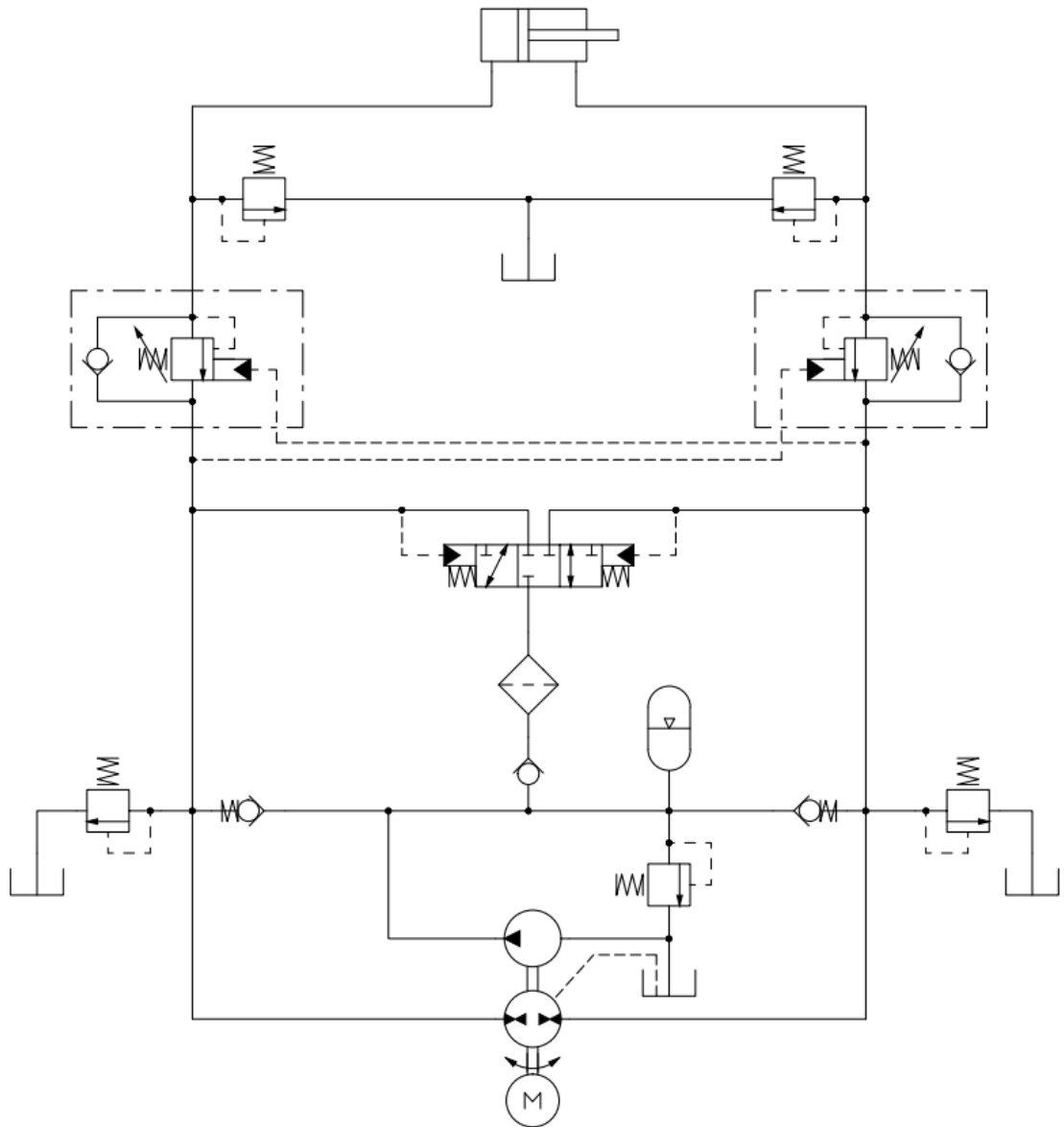
Järjestelmässä on avoin tankki, mutta hydraulipumppu on asennettu niin, että sillä on mahdollisuus pyöriä molempiin suuntiin kuten suljetuissakin hydraulijärjestelmissä. Koska tankkiin ohjataan ainoastaan sylinterikammioiden välillä oleva tilavuusvirtaero ja pumpun vuotovirtaus, ei nestevarastolta vaadita suurta tilavuutta. Tässä tapauksessa järjestelmässä käytetään kalliimpia suljetun piirin komponentteja, mutta venttiilien vastushäviöiltä vältetään.

Järjestelmästä voidaan tehdä myös täysin suljettu käyttämällä joko syöttöpumppua huuhtelu- ja pumpun vuotovirtauksen palauttamiseksi järjestelmään tai korvaamalla tankki matalapaineisella paineakulla. Täysin suljetun järjestelmän etuja ovat parantunut energiatehokkuus ja pienentyvä järjestelmän likaherkkyys. Myöskään ilman erottuminen ei aiheuta täysin suljetussa järjestelmässä ongelmia. Lisäksi matalapaineakkua käytettäessä sylinterin asento ei ole millään tavalla rajattu. Paineakun käyttö nestesäiliönä vähentää lisäksi kavitaation vaaraa pumpun imupuolella. Matalapaineakulla varustettu järjestelmäkaavio on esitetty kuvassa 15.



Kuva 15: Matalapaineakulla varustettu täysin suljettu järjestelmä.

Koska pumpun vuotolinjan paine, toisin sanoen pumpun kotelopaine, ei saa tavallisesti nousta muutamaa baaria korkeammaksi, ohjeistetaan yleensä vuotolinja liittämään suoraan paineistamattomaan säiliöön. Tätä varten voidaan kompensointipiiriin lisätä pieni vakiotilavuuksinen syöttöpumppu ja säiliö kuvassa 16 esitetyllä tavalla. Toinen vaihtoehto on asettaa paineakun esitäyttöpaine niin matalaksi, että akun paine ei missään olosuhteissa ylitä pumpun suurinta sallittua kotelopainetta.



Kuva 16. Suljettu järjestelmä latauspumpulla varustettuna.

Syöttöpumppu voidaan kytkeä pääpumpun kanssa samalle akselille, eikä sen vaatima tilantarve ole suuri. Latauspumpun lisääminen kuitenkin kasvattaa komponenttimäärää järjestelmässä. Etenkin erillinen säiliö tuo koneikon suunnitteluun haasteita, kun pyritään mahdollisimman kompaktiin sylinterikokoonpanoon. Koska tavoitteena on mahdollisimman kompakti ja samalla energiatehokas järjestelmä, valitaan käytettäväksi järjestelmätyypiksi suljettu järjestelmä, jossa käytetään nestevarastona matalapaineakkua.

5.2.2 Käytettävä sylinterityyppi

Sylinterityypin valinta tehdään symmetrisen, epäsymmetrisen ja kolmikammiosylinterin välillä. Näiden hyviä ja huonoja puolia on vertailtu taulukossa 4.

Taulukko 4. Symmetrisen, epäsymmetrisen ja kolmikammiosylinterin ominaisuuksien vertailu.

Piirre	Symmetrinen	Kolmikammio	Epäsymmetrinen
Tilantarve	+	++	+++
Hinta	++	+	+++
Sama voima molempiin suuntiin	Kyllä	Kyllä	Ei
Tilavuusvirtaero pitää kompensoida	Ei	Ei	Kyllä
Järjestelmän yksinkertaisuus	+++	++	+

Käytännössä symmetrinen läpimenevällä männänvarrella varustettu sylinteri joudutaan jättämään pois laskuista sen vaatiman suuren tilantarpeen takia. Symmetrisen sylinterin edut voidaan saavuttaa myös luvussa 3.2.1 esitellyn kaltaista kolmikammiosylinteriä käyttämällä, mutta se on rakenteeltaan huomattavasti perinteisiä sylinterimalleja monimutkaisempi ja näin ollen myös kalliimpi valmistaa. Vaikka symmetristä sylinteriä käyttämällä saadaan sylinteriltä sama voima molempiin suuntiin ja järjestelmästä huomattavasti yksinkertaisempi, valitaan edellä mainituista syistä käytettäväksi sylinterityypiksi tavanomainen differentiaalisylinteri.

5.2.3 Pumpun tuoton säätö järjestelmässä

Suljetussa järjestelmässä pumpun tuoton säätö voidaan toteuttaa joko kierrostilavuus- tai pyörimisnopeussäätönä. Näiden kahden säätötavan hyviä ja huonoja puolia on vertailtu taulukossa 5.

Taulukko 5. Kierrostilavuussäädön ja nopeussäädön ominaisuuksien vertailu.

Piirre	Kierrostilavuussäätö	Nopeussäätö
Hinta	++	+
Energiatehokkuus	++	+++
Värähtelyherkkyys	+	+++
Tankin koko	+	+++

Säätötilavuuksisella pumpulla varustettu kierrostilavuussäädetty järjestelmä on hie-
man edullisempi toteuttaa, mutta toisaalta pumpun vuotohäviöt tekevät tästä vaihtoeh-
dosta vähemmän energiatehokkaan. Lisäksi kierrostilavuussäädetty järjestelmä on her-
kempi värähtelyille ja vaatii suuremman öljysäiliön. Koska kompakti koko ja energiate-
hokkuus ovat tässä tapauksessa järjestelmätyypin valinnan tärkeimpiä kriteerejä, vali-
taan käytettäväksi säätötavaksi pumpun pyörimisnopeussäätö.

5.2.4 Tilavuusvirtaeron kompensoiminen järjestelmässä

Koska toteutettavaan järjestelmään valittiin käytettäväksi epäsymmetrinen sylinteri, pitää sylinterikammioiden välinen tilavuusvirtaero kompensoida. Kuten luvussa 3.2.2 todettiin, tämä voidaan toteuttaa käyttämällä esimerkiksi paineohjattua huuhteluventtiiliä tai kahta rinnan asennettua pumppua. Näiden kahden toteutustavan hyviä ja huonoja puolia on vertailtu taulukossa 6. Kolmas vaihtoehto olisi käyttää samassa yhteydessä esiteltyä 3-porttista pumppua, mutta näitä ei ole kaupallisesti hyvin saatavilla.

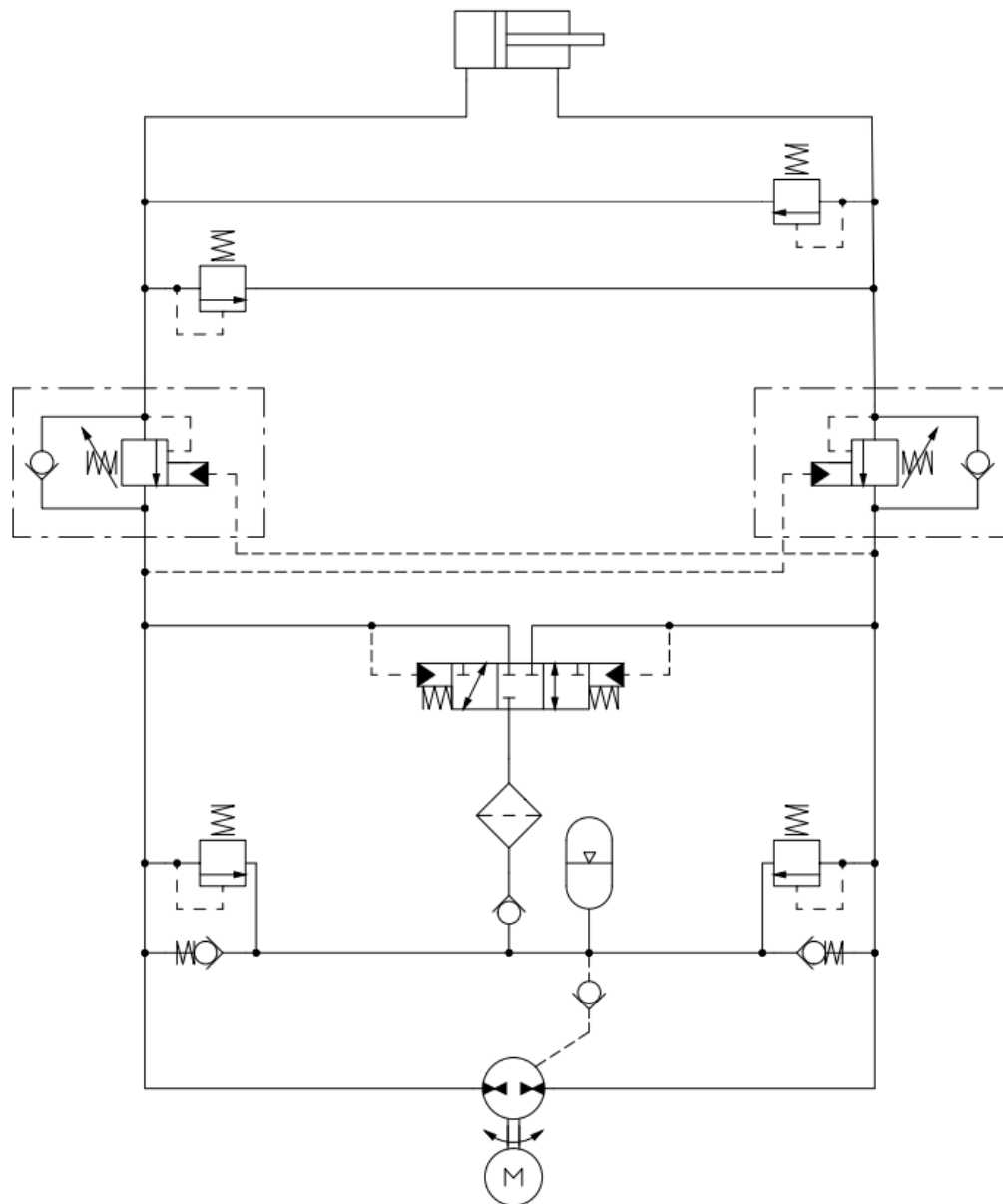
Taulukko 6. Tilavuusvirtaeron kompensointitapojen ominaisuuksien vertailu.

Piirre	Huuhteluventtiili	Kaksi pumppua
Hinta	+++	+
Tilantarve	+++	+
Vaihteleva kuorma	++	+++
Mitoituksen helppous	+++	+

Toteutustavaksi valittiin huuhteluventtiili, koska huuhteluventtiilillä varustettu järjestelmä on huomattavasti yksinkertaisempi ja edullisempi toteuttaa. Yksittäisen venttiilin tilantarve on huomattavasti pienempi kuin yhden ylimääräisen pumpun, minkä lisäksi myös kahdella rinnan asennetulla pumpulla toteutettu järjestelmä olisi myös luultavasti vaatinut toimiakseen huuhteluventtiilin.

6 VALITUN RATKAISUN SUUNNITTELU

Valittu järjestelmätyyppi on esitetty kuvassa 17. Kyseessä on pumppuohjattu sylinterikäyttö, missä sylinterin ohjaus tapahtuu pumpun kierrosnopeutta muuttamalla. Käytössä on vakiotilavuuspumppu ja taajuusmuuttajaohjattu sähkömoottori. Pumppuohjaus vastaa suoraan sylinterin energian tarpeeseen ja pumppu voidaan pysäyttää välittömästi käytön jälkeen. Näin ollen tankin koko voidaan minimoida.



Kuva 17: Valittu järjestelmätyyppi

Suljetun piirin ratkaisua käytettäessä suurimmaksi ongelmaksi muodostuu epäsymmetrisen sylinterin pinta-alasuhteesta johtuva sylinterille menevän ja sieltä palaavan tilavuusvirran erotus. Ongelma on ratkaistu ohjaamalla sylinteriltä palaava virtaus paineohjatun huuhteluventtiilin kautta matalapaineiseen kompensointipiiriin. Plus-suuntaan liikuttaessa pumpun imupuoli ottaa tarvitsemansa ylimääräisen tilavuusvirran kompensointipiiriin matalapaineakusta. Matalapaineisen paineakun käyttö hydraulisäiliönä mahdollistaa sylinterin vapaan asettelun ja ehkäisee kavitaation vaaraa pumpun imupuolella. Tästä syystä pumpun valinnassa on kiinnitettävä erityistä huomiota sen suurimpaan sallittuun kotelopaineeseen. Kuormanpito on varmistettu kuormanlaskuventtiilein ja paine-rajat poistavat kuorman muutoksista aiheutuvat painepiikit.

Järjestelmien komponenttien mitoitus- ja valintaperusteina ovat komponenteilta vaadittavat tekniset suoritusarvot. Tässä tapauksessa toimilaitteen työsykli ei ole etukäteen tiedossa ja järjestelmästä on tarkoitus kehittää mahdollisimman yleiskäyttöinen. Järjestelmän painetasoksi on valittu 280 bar. Sylinterikäytöissä tavallinen suurin sallittu työpaine on 250 baaria. Tätä korkeampi painetaso mahdollistaa pienemmän sylinterin ja muut järjestelmän komponentit. Näin myös järjestelmän kokonaispaino saadaan pienemmäksi minkä lisäksi laite ja asennuskustannukset pienenevät. [17, s.189]

6.1 Sylinterin valinta

Testilaitteessa käytettäväksi sylinteriksi valittiin Nurmen NTS6 tyyppinen keskinivelsylinteri. Sylinterin männänhalkaisija on 100 mm, männänvarrenhalkaisija 50 mm ja iskunpituus 200 mm. Myöhemmin myös suuremmat sylinterikoot ovat mahdollisia, mutta testi- ja esittelylaitteessa tuotteen kompakti koko on eduksi. Keskinivelsylinterin etuna on vapaaksi jäävä männänpuoleinen sylinteripääty, jolloin järjestelmän muiden komponenttien lisääminen sylinterin yhteyteen on helpompaa.

Kun sylinterin geometria ja pinta-alat ovat tiedossa, saadaan sylinterin tuottama staattinen voima F kaavaa 6.1 käyttäen.

$$F = p \cdot A \quad (6.1)$$

missä p on järjestelmän paine ja A sylinterin pinta-ala. Valitun hydraulisylinterin maksimiyöntövoimaksi saadaan 220 kN ja maksimivetovoimaksi 165 kN. Hydraulisylinterin hyötysuhdetta ei ole tässä otettu huomioon.

Kun sylinterin maksimikuorma on tiedossa, voidaan sylinterille tehdä nurjahdustarkastelu. Nurjahduksesta on kyse, kun männänvarsi taipuu tietyllä kriittisellä kuormituksella sivulle puristavaa aksiaalikuormitusta kasvatettaessa. Sylinterin nurjahtamisen aikaan saava nurjahdusvoima saadaan kaavaa 6.2 käyttäen. [1, s.205]

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{C_n \cdot l_R^2} \quad (6.2)$$

missä E on kimmokerroin, I sylinterin poikkipinnan jäyhyysmomentti ja l_R sylinterin redusoitu pituus. Koska kyseessä Eulerin 2. kuormitustapaus, jossa molemmat sylinterin päät on nivelöity, on sylinterin redusoitu pituus yhtä kuin sylinterin iskunpituus. Sylinterin poikkipinnan jäyhyysmomentti I saadaan kaavaa 6.3 käyttäen. [1, s.205]

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (6.3)$$

missä d on sylinterin männänvarren halkaisija. Kun nurjahduksen varmuuskertoimeksi C_n asetetaan 4 ja sylinterin kimmokertoimena E käytetään 210 GPa, saadaan sylinterin nurjahdusvoimaksi 3974 kN. Kun sylinterin maksimityöntövoima on 220 kN, voidaan todeta, että nurjahduksen vaaraa ei tässä tapauksessa ole.

Sylinterin liikenopeus v riippuu sylinteriin tuodusta tilavuusvirrasta sekä tehollisesta männänpinta-alasta A , mikäli sylinterin kitka- ja vuotohäviöt jätetään huomioimatta. Tässä tapauksessa sylinterin halutaan liikkuvan maksimissaan 0,015 m/s nopeudella, jolloin sylinterin A -kammioon tarvittava suurin sallittu tilavuusvirta Q voidaan laskea kaavaa 6.4 käyttäen. [1, s.200]

$$Q = A \cdot v \quad (6.4)$$

Näin pumpun maksimituotoksi saadaan 7,1 l/min.

6.2 Hydraulipumpun ja käyttömoottorin mitoitus sekä valinta

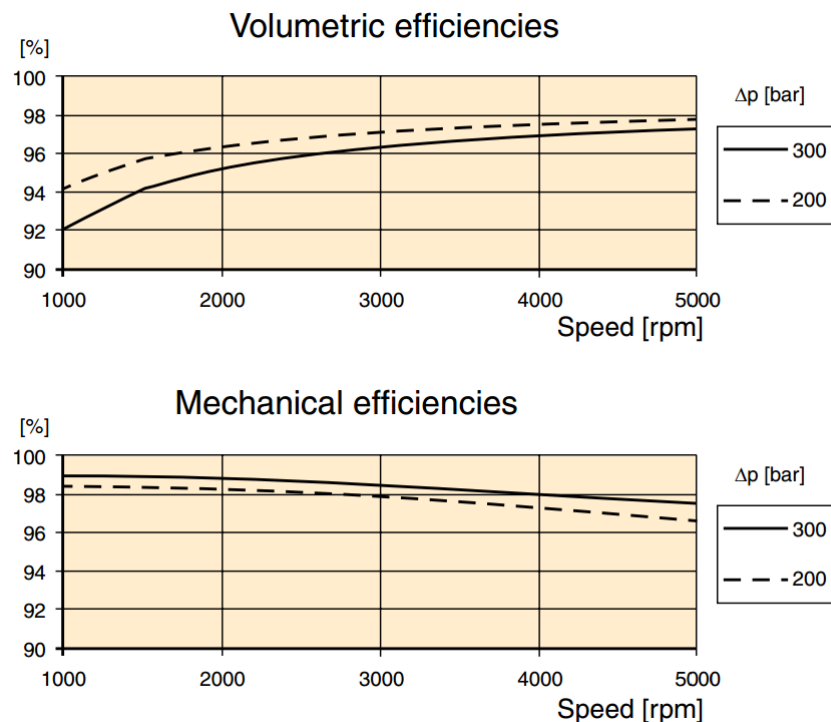
Kun toimilaitteen haluttu koko ja nopeus sekä sylinterillä tarvittava tilavuusvirta ovat tiedossa, voidaan laskea tarvittava pumpun kierrostilavuus V_k kaavaa 6.5 käyttäen.

$$V_k = \frac{Q}{n \cdot \eta_v} \quad (6.5)$$

missä Q on pumpun tuottama tilavuusvirta, n pumpun pyörimisnopeus ja η_v pumpun volumetrinen hyötysuhde. Pumpun maksimipyörimisnopeudeksi on valittu 1450 rpm, mikä on tyypillinen oikosulkumoottorin pyörimisnopeus maksimimomentilla. Pumpun volumetriseksi hyötysuhteeksi kyseisellä kierrosnopeudella on pumpun valmistajan taulukon perusteella arvioitu 0,94. Näin pumpun kierrostilavuudeksi saadaan 5,2 cm³. Koska sylinterin ei haluta liikkuvan nopeammin kuin 15 mm/s, valitaan järjestelmässä käytettäväksi pumpuksi Parker F11-005, jonka kierrostilavuus on 4,9 cm³. Kyseessä on

vinoakselinen kiinteätilavuuksinen pumppumoottori, jota voidaan käyttää sekä avoimen että suljetun piirin järjestelmissä. Muita pumpun valintaan vaikuttavia tekijöitä ovat sen suhteellisen nopea toimitusaika sekä hyvä vuotolinjan paineen kesto. Tälle kyseiselle mallille Parker antaa suurimmalle sallitulle kotelopaineelle arvon 6 bar. Vaihtoehtoisesti järjestelmään harkittiin Bucherin QXM-mallia, mikä on sisäryntöinen hammaspyöräyksikkö ja toimii sekä pumppuna että moottorina. Hyötysuhteeltaan ja kotelopaineen kestoltaan tämä malli vastaa likimain valittua Parkerin pumppumoottoria. Koska sisähammaspyöräyksiköissä on vähemmän liikkuvia osia, on näiden etu aksiaalikoneksiin nähden alhaisempi hitausmomentti ja tätä kautta nopeampi kiihtyvyys. Bucherin QXM:n useita viikkoja pidempi toimitusaika ratkaisi valinnan kuitenkin Parkerin eduksi.

Parker F11-005 pumppumoottorin sallittu kierrosnopeusalue on 50 – 12800 rpm. Tässä sovelluksessa pumppumoottoria käytetään suurimmaksi osaksi kierrosnopeusalueella 50 – 1450 rpm. Tätä kovemmilla kierrosnopeuksilla sylinterin nopeus kasvaa liian suureksi. Kaikkein alhaisimmilla kierrosnopeuksilla ei taas päästä niin hyviin hyötysuhteisiin ja niitä käytetäänkin lähinnä tarkkuutta vaativiin lähestymisliikkeisiin. Parkerin F11-sarjan pumppumoottoreiden volumetriset ja hydromekaaniset hyötysuhteet on esitetty kierrosnopeuden funktiona kuvassa 18. [18]



Kuva 18. Parker F11-005 hyötysuhteet. [18]

Kun pumpun hyötysuhde ja todellinen kierrostilavuus otetaan huomioon, järjestelmään valitun pumpun tuottamaksi todelliseksi tilavuusvirraksi maksimipyörimisnopeudella 1450 rpm saadaan 6,7 l/min. Pumpun laskennallinen vuotovirtaus tällä pyörimisnopeudella on 0,4 l/min.

Käyttömoottorilta vaadittava momentti ja teho voidaan laskea, kun pumpun kierrostilavuus, järjestelmän painetaso ja pumpun pyörimisnopeus ovat selvillä. Pumpun käyttömomentti T saadaan kaavaa 6.6 käyttäen.

$$T = \frac{\Delta p \cdot V_k}{2\pi \cdot \eta_{hm}} \quad (6.6)$$

missä Δp on paine-ero pumpun imu- ja lähtöliitäntöjen välillä ja η_{hm} pumpun hydromekaaninen hyötysuhde. Paine-ero pumpun imu- ja lähtöliitäntöjen välillä on pumpun syöttöpaineen ja järjestelmän matalapainepuolella vallitsevan paineen erotus. Pumpun käyttömomentti on suurimmillaan tilanteessa, jossa matalapainepuolella vallitsee nestevarastona toimivan matalapaineakun alin käyttöpaine 2,5 bar. Kun pumpun hydromekaaniseksi hyötysuhteeksi maksimipyörimisnopeudella 1450 rpm arvioidaan 0,98, on pumpun käyttömomentti tässä tilanteessa 22 Nm. Pumpun käyttömomentin perusteella voidaan puolestaan laskea käyttömoottorilta vaadittava teho kaavaa 6.7 käyttäen.

$$P = T \cdot \omega = T \cdot 2\pi \cdot n \quad (6.7)$$

missä ω on pumpun kulmanopeus. Näin voidaan todeta, että sähkömoottorilta vaadittava teho on 3,4 kW. Mitoituksen perusteella järjestelmässä käytettäväksi sähkömoottoriksi valitaan VEM:n IE2-WE1R 112MZ4. Kyseessä on 4 kW:n oikosulkumoottori, jota tullaan käyttämään yhdessä taajuusmuuttajan kanssa. Taajuusmuuttajaksi valittiin Vaconin 10-sarjan taajuusmuuttaja, jonka syöttöjännitteeksi sopii 400VAC.

6.3 Paineakun mitoitus ja valinta

Järjestelmässä käytetään tankin sijaan matalapaineista paineakkua nestevarastona. Tämä mahdollistaa kokoonpanon vapaan asettelun ja vähentää tarvittavien komponenttien määrää, kun erillistä apupumppua ei tarvita. Käytettäväksi akkutyyppiä valitaan mäntäakku, koska näitä on sylinterivalmistajan tuotevalikoimassa valmiina. Koska akun painetasot ovat pieniä, saattavat männän tiivistekitkat kuitenkin aiheuttaa ongelmia. Jos prototyypin kanssa havaitaan ongelmia, voidaan mäntäakun tilalle ottaa tarvittaessa kalvo- tai rakkoakku.

Paineakun koon määrittää sylinterikammioiden välinen tilavuusvirtaero, mikä on yhdessä pumpun vuotovirtauksen kanssa kyettävä varastoimaan paineakkuun. Koska pumpun vuotolinja kytketään paineakun kanssa samaan tilavuuteen, ei paineakun suurin käyttöpaine saa ylittää pumpun suurinta sallittua kotelopainetta. Valitulle Parkerin F11-sarjan pumpulle suurin sallittu kotelopaine on 6 bar. Paineakun kokoon vaikuttaa akusta halutun tilavuusvirran lisäksi järjestelmän minimi- ja maksimikäyttöpaineen suhde p_2/p_3 . Tämä määrittää akun kyvyn varastoida nestettä. Mitä pienempi tämä suhdeluku on, sitä enemmän akku kykenee varastoimaan nestettä ja tuottamaan tilavuusvirtaa. Jotta pai-

neakku ei tyhjentyisi kokonaan nesteestä käytön aikana, valitaan akun esitäyttöpaine p_1 10–20 % alinta käyttöpainetta p_2 pienemmäksi. Akun suurin nestetilavuus saadaan sen alinta ja korkeinta käyttöpainetta vastaavien tilavuuksien erotuksena yhtälön 6.8 mukaisesti.[1, s.220]

$$\Delta V = V_2 - V_3 \quad (6.8)$$

Myös kaasun tilavuuden muutosnopeus vaikuttaa akusta saatavaan nestetilavuuteen. Akusta saatava tilavuus pienenee sitä mukaan mitä nopeammin akku tyhjennetään. Kaasun tilavuuden muuttuessa myös kaasun paine ja lämpötila muuttuvat. Kun käyttöpaineet ovat alle 20 MPa, voidaan myös reaalikaasuille soveltaa ideaalikaasun tilanyhtälöä 6.9.[1, s.221]

$$p \cdot V^\kappa = vakio \quad (6.9)$$

missä p on kaasun paine, V kaasun tilavuus ja κ polytrooppivakio. Tässä sovelluksessa kaasun tilavuuden muutos tapahtuu niin nopeasti, että ympäristön väliset lämpötilat eivät ehdi tasoittua. Tilavuuden muutokseen kuluva aika on yhtä kuin sylinterin iskuun kuluva aika, mikä pumpun 1450 rpm pyörimisnopeudella on 13,3 s. Kyseessä on siis adiabaattinen prosessi ja polytrooppivakio κ saa arvon 1,4. Ideaalikaasun tilanyhtälön perusteella alimman ja korkeimman käyttöpaineen väliselle muutokselle voidaan kirjoittaa yhtälö 6.10. [1, s.221]

$$p_2 \cdot V_2^\kappa = p_3 \cdot V_3^\kappa \quad (6.10)$$

Yhtälöitä 6.8 ja 6.10 edelleen soveltamalla voidaan paineakusta saatava nestetilavuus kirjoittaa kaavan 6.11 mukaiseen muotoon.[1, s.222]

$$\Delta V = V_2 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \quad (6.11)$$

Edelleen esitäyttöpainetta p_1 vastaavaksi paineakun nimelliskooksi V_1 saadaan kaavan 6.12 mukaisesti. [1, s.223]

$$V_1 = \frac{\Delta V}{\left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]} \quad (6.12)$$

Paineakusta saatavan nestetilavuuden ΔV on katettava vähintään sylinterikammioiden välinen tilavuusero sekä pumpulta tuleva vuotovirtaus. Näin ollen nesteverastona toimivalta paineakulta vaadittava nestetilavuus voidaan laskea yhtälöä 6.13 käyttäen.

$$\Delta V = (V_{cylA} - V_{cylB}) + Q_{leak} \cdot t_s \quad (6.13)$$

missä V_{cylA} on sylinterin a-kammion tilavuus, V_{cylB} sylinterin b-kammion tilavuus, Q_{leak} pumpun vuotovirtaus ja t_s sylinterin iskuun kuluva aika. Vaikka pumppua ei ajeta vakionopeudella ja sylinterin liikeaika muuttuu tämän mukaan, pysyy pumpun vuotovirtauksen ja sylinterin liikeajan tulo kuitenkin vakiona. Näin paineakulta saatavissa olevan nestetilavuuden ΔV on oltava vähintään 0,5 litraa. Paineakun minimikäyttöpaineeksi valitaan 2,5 bar ja maksimikäyttöpaineeksi 5 bar. Esitäyttöpaineeksi valitaan 2 bar. Kun kyseessä on adiabaattinen prosessi, saadaan paineakun nimelliskooksi kaavaa 6.12 käyttäen 2 litraa.

Paineakun suurimmat ja pienimmät kaasutilavuudet V_2 ja V_3 voidaan laskea kaavoja 6.14 ja 6.15 käyttäen, jotka saadaan johtamalla ideaalikaasun tilanyhtälöstä 6.9. Kaasutilavuus on suurimmillaan, kun akussa vallitsee minimikäyttöpaine ja pienimmillään, kun akussa vallitsee maksimikäyttöpaine.

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (6.14)$$

$$V_3 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (6.15)$$

Näin paineakun suurimmaksi kaasutilavuudeksi saadaan 1,7 litraa ja pienimmäksi kaasutilavuudeksi 1,1 litraa. Järjestelmän nesteverastoksi valitaan männänhalkaisijaltaan 100 mm mäntäakku.

Myös käyttölämpötilan muutos vaikuttaa kaasun paineeseen. Esimerkiksi laivassa, joka operoi kaukana toisistaan sijaitsevien satamien välillä, voivat käyttölämpötilat vaihdella hyvinkin paljon. Tämä tulee ottaa paineakun mitoituksessa huomioon ja lämpötilaeron aiheuttama paineen muutos ääritilanteessa on tarkistettava. Käyttölämpötilan muutoksen vaikutus kaasun paineeseen voidaan laskea ideaalikaasun tilanyhtälöä 6.16 käyttäen.

$$pV = n_g \cdot R \cdot T_g \quad (6.16)$$

missä p on kaasun paine, V kaasun tilavuus, n kaasun ainemäärä, R yleinen kaasuvakio ja T_g kaasun lämpötila. Koska kaasun tilavuus V , kaasun ainemäärä n ja yleinen kaasuvakio R pysyvät edellä esitettyssä tilanteessa vakioina voidaan yhtälö kirjoittaa kaavan 6.17 muotoon.

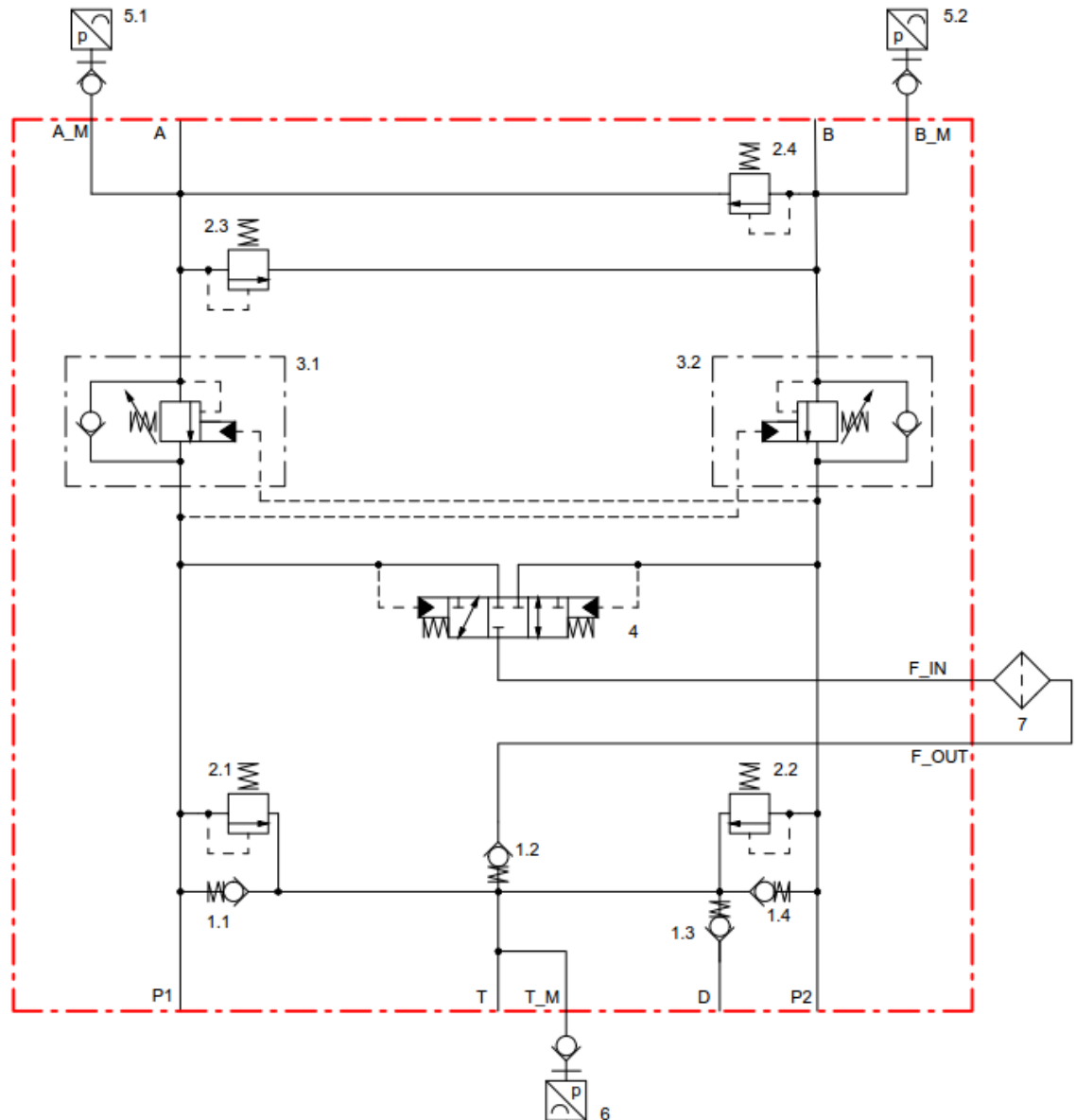
$$p_{max} = \frac{p_{min}}{T_{min}} \cdot T_{max} \quad (6.17)$$

missä T_{min} on kaasun minimikäyttölämpötila, T_{max} kaasun maksimikäyttölämpötila, p_{min} kaasun paine minimikäyttölämpötilassa ja p_{max} kaasun paine maksimikäyttölämpötilassa. Järjestelmän minimikäyttölämpötilaksi määritellään -30 °C ja maksimikäyttölämpötilaksi $+50\text{ °C}$. Kaasun maksimikäyttöpaine täyttölämpötilassa $+20\text{ °C}$ on 5 bar. Näin ollen kaavaa 6.17 käyttäen kaasun maksimikäyttöpaineeksi minimikäyttölämpötilassa saadaan 4,1 bar ja maksimikäyttölämpötilassa 5,5 bar. Kaasun paine ei ylitä pumpun suurinta sallittua kotelopainetta 6 bar tässäkään tilanteessa, joten lämpötilan muutos ei aiheuta toimenpiteitä paineakun mitoitukseen liittyen. Järjestelmän matalapainepuolen paineeseen on kuitenkin kiinnitettävä erityistä huomiota etenkin sovelluksissa, joissa järjestelmää ympäröivä lämpötila vaihtelee suuresti.

6.4 Venttiililohkon suunnittelu

Koska yhtenä työn päätavoitteista on rakentaa mahdollisimman kompakti sylinterikoonpano, päädyttiin tässä työssä käyttämään lohkoasenteisia istukka- ja luistiventtiilejä. Mitoituksen perustana ovat venttiilien paineen kesto sekä venttiilin läpäisevän tilavuusvirran suuruus niin, että venttiilin painehäviöt pysyvät kohtuullisen pieninä. Venttiilin koko valitaan valmistajan antaman painehäviökäyrästä perusteella, joka ilmoittaa venttiilin painehäviön tilavuusvirran muuttuessa. Lisäksi valintaa tehtäessä on otettava venttiilin asennus- ja ohjaustapa huomioon. [17, s.195-196]

Kaikki järjestelmän venttiilit päädyttiin sijoittamaan yhteen venttiililohkoon. Venttiililohko asennetaan sylinterin takapäädyn ja mäntäakun väliin niin, että venttiililohkosta on suorat poraukset sylinterin A-kammioon ja mäntäakun nestepäätyyn. Venttiililohkon hydraulikaavio on esitetty kuvassa 19.

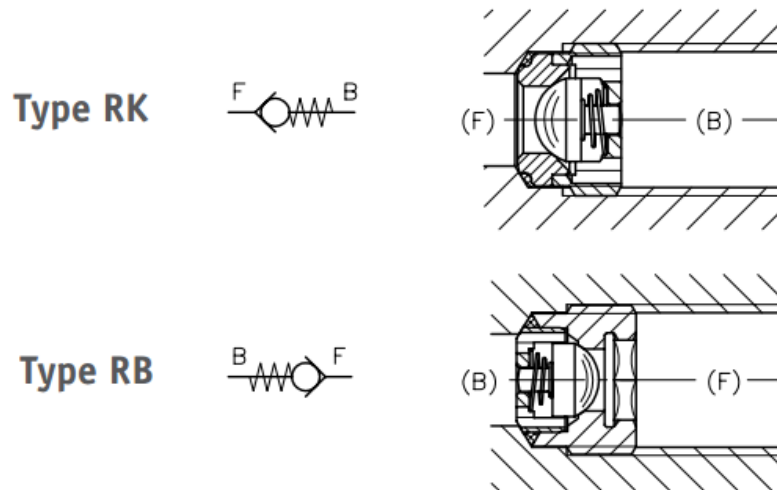


Kuva 19. Venttiililohkon hydraulikaavio.

Lohkoon tulee paineliitännät P1 ja P2 pumpulle, pumpun vuotolinja D, matalapaineakkuun liitettävä tankkilinja T, suodattimen liitännät F_in ja F_out sekä liitännät A ja B sylinterin A- ja B-kammioille. Lisäksi sylinterikammioiden ja akun paineiden mittausta varten tarvitaan mittapisteet A_M, B_M ja T_M.

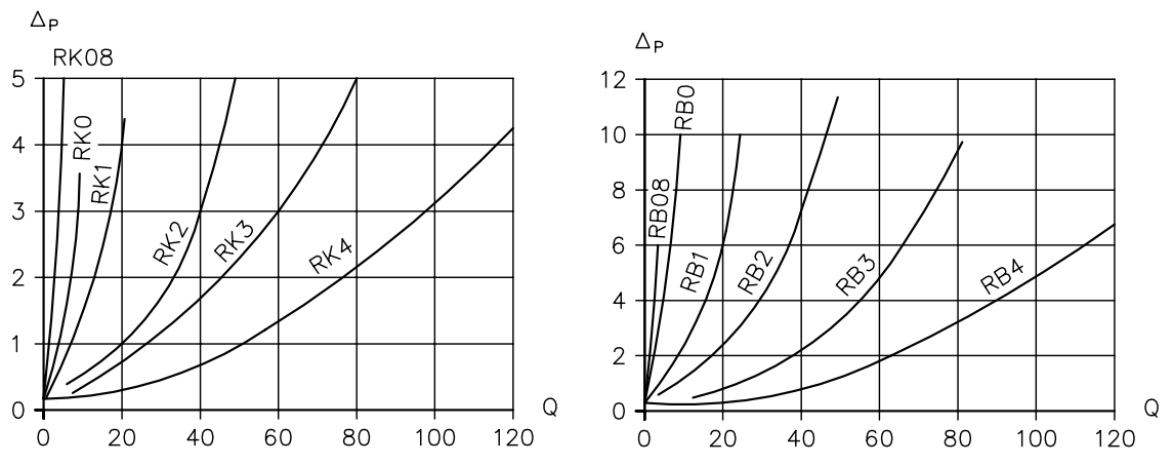
6.4.1 Vastaventtiilit

Käytettäväksi vastaventtiilityypiksi valittiin Hawe Hydraulikin RK 1/RB 1. Kyseessä on pienikokoinen virtauskanavaan ruuvattava vastaventtiili. Kyseisen venttiilin kaaviokuvat ja poikkileikkaukset on esitetty kuvassa 20.



Kuva 20. Vastaventtiili Hawe RK/RB. [19]

Venttiilin sulkukappaleena toimii siis kuula, jota pidetään jousen avulla painettuna istukkapintaa vasten. Istukkapinta tekee venttiilistä vuodottoman virtauksen estosuunnassa ja jousi mahdollistaa venttiilin vapaan asennussuunnan [1, s.231]. Venttiilityyppi RK tai RB valitaan sen mukaan, miten se on helpoiten asennettavissa lohkoon niin, että hydraulikaavion mukaiset virtaustiet toteutuvat. Venttiilin painehäviökäyrästä on esitetty kuvassa 21.

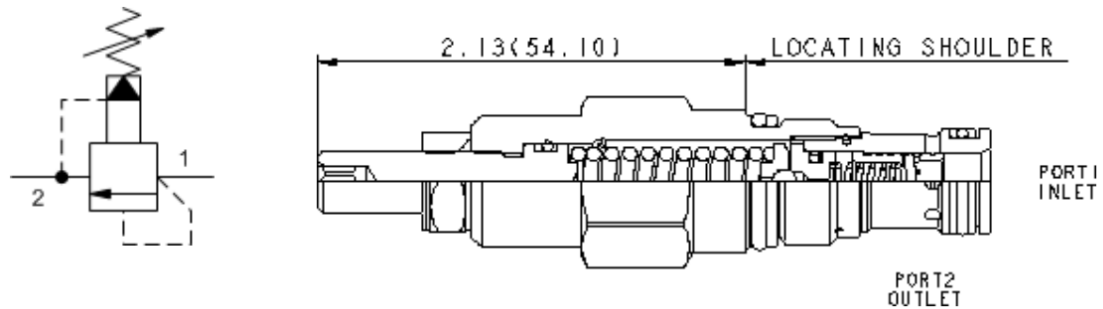


Kuva 21. Hawe RK/RB painehäviökäyrästä. [19]

Painehäviökäyrästä perusteella käytettäväksi vastaventtiilin kooksi valittiin RK 1 ja RB 1. Näiden molempien nimellisläpäisy on 20 l/min eivätkä venttiilien painehäviöt järjestelmän maksimilavuusvirralla 6,7 l/min nouse kohtuuttoman suuriksi. Vastaventtiilien avautumispaineeksi valitaan 1 bar, mitä suositellaan käytettäväksi pumpun vuoto-
linjassa riittävän kotelopaineen ja voitelun ylläpitämiseksi [18]. Käytännön syistä päätettiin käyttämään samaa venttiilikokoa kaikissa järjestelmän vastaventtiileissä. Tästä on etua esimerkiksi varaosatilanteen hallinnassa.

6.4.2 Paineenrajoitusventtiilit

Kuvan 19 venttiileitä 2.1 ja 2.2 käytetään järjestelmäpaineen rajoittamiseksi 280 baarin arvoon ja näin estämään vauriot, jotka rajaton paineen kasvu aiheuttaisi. Paineenrajoitusventtiileitä 2.3 ja 2.4 käytetään suojaamaan komponentteja äkillisten sylinteriliikkeiden aiheuttamilta paineiskuilta. Järjestelmässä käytettäväksi paineenrajoitusventtiiliksi valittiin Sun Hydraulicsin RPCC-LWN. Kuvassa 22 on esitetty kyseisen venttiilin kaaviokuva ja poikkileikkaus.

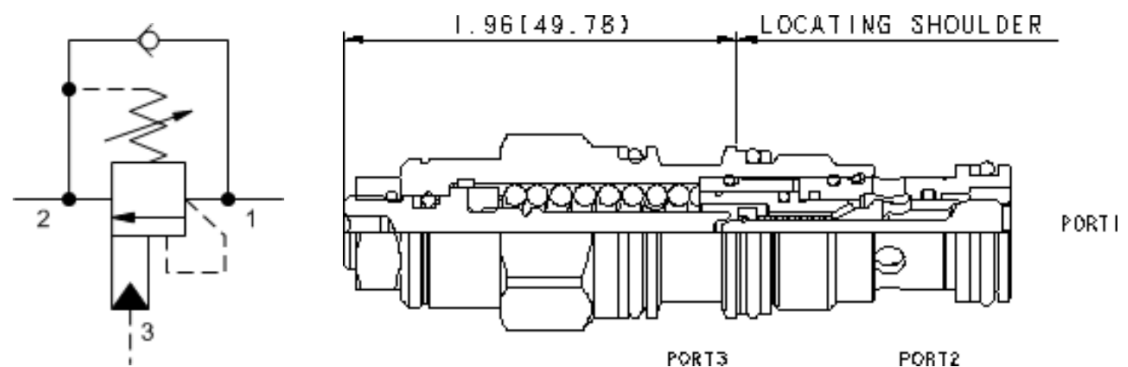


Kuva 22. Paineenrajoitusventtiili Sun Hydraulics RPCC. [20]

Kyseessä on luistityyppinen esiohjattu paineenrajoitusventtiili, jonka asetuspaineksi valitaan järjestelmän suurin sallittu käyttöpaine 280 bar.

6.4.3 Kuormanlaskuventtiilit

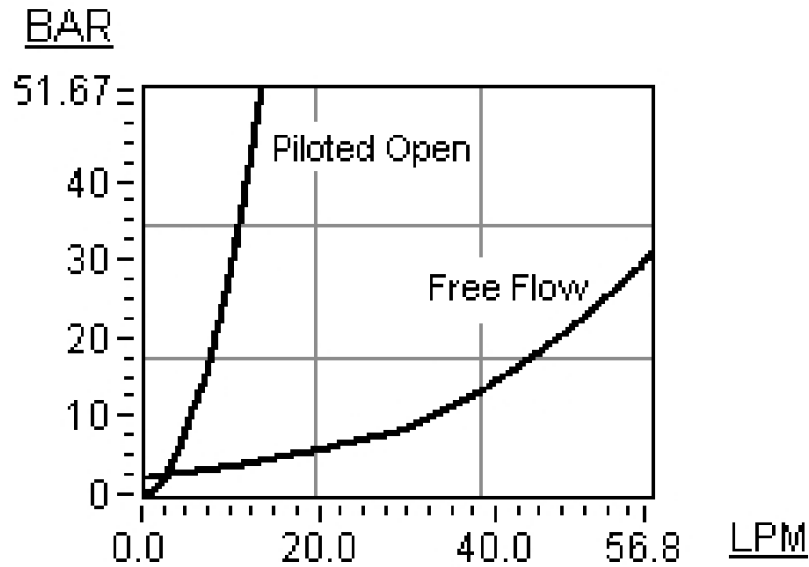
Tutkitussa järjestelmässä pumpun ja toimilaitteen välillä syntyy venttiilihäviöitä ainoastaan kuormanlaskuventtiileiden yhteydessä, mistä syystä kuormanlaskuventtiileiden valintaan on kiinnitettävä erityistä huomiota. Käytettäväksi kuormanlaskuventtiiliksi valittiin Sun Hydraulicsin CBAG-LHN, jonka kaaviokuva ja poikkileikkaus on esitetty kuvassa 23.



Kuva 23. Kuormanlaskuventtiili Sun Hydraulics CBAG. [21]

Venttiili sallii vapaan virtauksen portista 2 porttiin 1. Esiohjattu paineenrajoitusventtiili sallii puolestaan virtauksen toiseen suuntaan, kun vastakkainen sylinterikammio on pai-

neistettu. Venttiilin painehäviökäyrästä kumpaankin virtaussuuntaan on esitetty kuvassa 24.

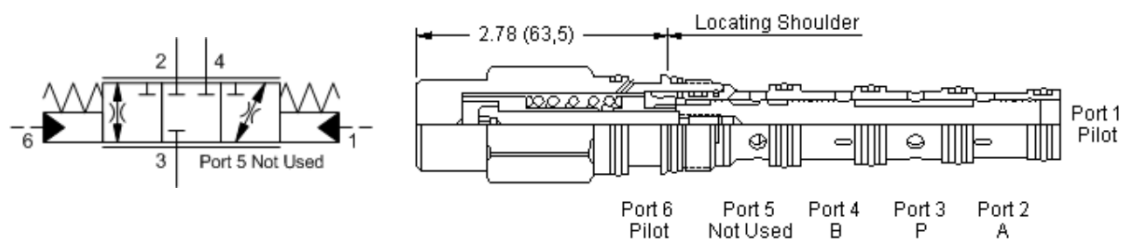


Kuva 24. Sun Hydraulics CBAG painehäviökäyrästä. [21]

Kuvasta nähdään, että venttiilin painehäviö on noin 3 baaria paineistetun sylinterikammion puolella, kun venttiilin läpi virtaa järjestelmän maksitulavuusvirta 6,7 l/min. Järjestelmän matalapainepuolella painehäviö on vastaavasti noin 10 baaria.

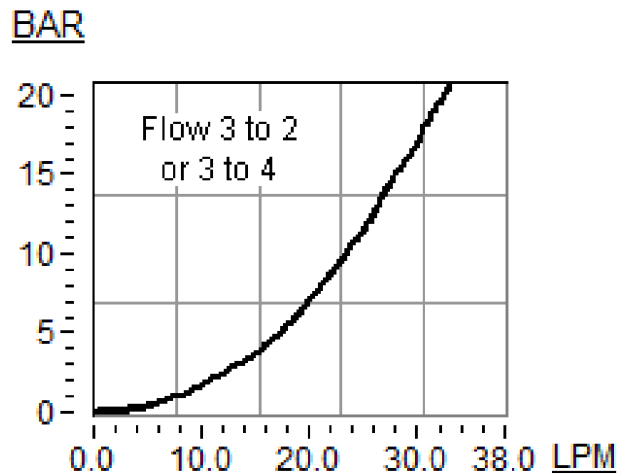
6.4.4 Huuhteluventtiili

Järjestelmässä käytettäväksi huuhteluventtiiliksi valittiin Sun Hydraulicsin FTCB-XCN. Venttiilin kaaviokuva ja poikkileikkaus on esitetty kuvassa 25.



Kuva 25. Huuhteluventtiili Sun Hydraulics FTCB.[22]

Kyseessä on luistityyppinen paineohjattu 3-tieventtiili. Suurin sallittu käyttöpaine venttiilille on 350 bar, mikä riittää hyvin, kun järjestelmän maksimipaine asetetaan 280 baariin. Venttiilin painehäviökäyrästä venttiilin ollessa täysin auki on esitetty kuvassa 26.



Kuva 26. Sun Hydraulics FTCB painehäviökäyrästä. [22]

Koska huuhteluventtiilin läpäisemä tilavuusvirta on vain sylinterikammioiden välisen tilavuusvirtaeron suuruinen, jää venttiilissä tapahtuva painehäviö pieneksi. Lisäksi venttiili sijaitsee järjestelmän matalapainepuolella, missä tällä ei ole niin suurta merkitystä.

6.4.5 Paineanturit

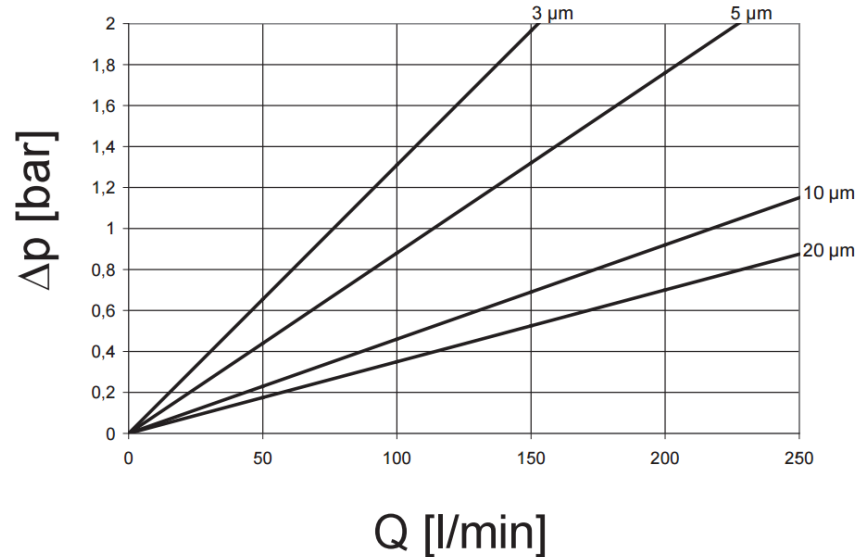
Sylinterikammioiden paineen mittaamiseen käytetään Hydacin valmistamaa HDA 4700-A-250-000 lähetintä ja paineakun paineen mittaamiseen Hydacin HDA 4300-A-06.0-000-F1 lähetintä. Molemmissa antureissa tuntevana elimenä toimivan venymäliuskan resistanssi muuttuu proportionaalisesti paineen funktiona. Venymäliuska on kytketty neljän vastuksen muodostamaan Wheatstonen siltakytkentään lämpötilavaihteluiden tasaamiseksi. [23, s.90]

Korkeapaineanturiksi valitun HDA 4700-A-250-000 lähettimen mitta-alue on valmistajan mukaan 250 bar. Koska anturin suurin koeponnistuspaine on 500 bar, katsotaan tämän kuitenkin riittävän sovellukseen, jonka maksimityöpaine on 280 bar. Matalapainepuolelle valitun HDA 4300-A-06.0-000-F1 lähettimen mitta-alue ulottuu 6 baariin asti ja sen suurin sallittu koeponnistuspaine on 20 bar. [24], [25]

6.4.6 Suodatin

Suodattimen mitoituksen perustana ovat sen tilavuusvirran läpäisykyky ja paineenkestävyys. Järjestelmän puhtausluokka määräytyy sen herkimmän komponentin mukaan, mikä tässä tapauksessa on aksiaalimäntäpumppu. ISO 4406:1999 standardin mukaan suositeltu puhtausluokka korkeapainejärjestelmässä käytettävälle mäntäpumpulle on 17/15/12. Järjestelmän puhtaudeksi suositellaan yhtä puhtausluokkaa parempaa puhtautta kuin mitä järjestelmän herkin komponentti vaatii, joten järjestelmän puhtausluokaksi valitaan 16/14/11. [26]

Käyttöön valitaan puhtausvaatimukset täyttävä 3 µm suodatin Hydac LPF-BN/HC-160-D-A-3-D-1-X. Suodatin on laippa-asenteinen ja koostuu suodatinpatruunasta sekä ruuvattavasta suodatinpesästä. Suodattimen painehäviökäyrästä on esitetty kuvassa 27. [27]



Kuva 27. Hydac LPF-BN/HC-160 painehäviökäyrät.[27]

Koska suodattimen läpi menee vain sylinterikammioiden erotuksen suuruinen huuhteluvirtaus, jää suodattimessa tapahtuva painehäviö erittäin alhaiseksi. Kyseiseen käyttöön olisi riittänyt myös huomattavasti pienempi suodatinpatruuna, mutta näitä ei ollut saatavissa valmiina laippa-asenteisina.

6.5 Putkien ja letkujen mitoitus sekä valinta

Putkien ja letkujen mitoitusperusteena käytetään suurimpia niissä sallittuja virtausnopeuksia ja painehäviöitä. PSK 6706 standardin mukaan runko- ja toimilaitelinojen yhteenlasketuksi painehäviöksi sallitaan 3-5 % järjestelmän syöttöpainetasosta jatkuvassa käytössä ja 7-10 % jaksottaisessa käytössä. Ohjeellisia painehäviöitä ei saa ylittää suurimmalla virtauksella. Putkiston painehäviöt aiheuttavat järjestelmässä tehohäviöitä, jolloin myös järjestelmän hyötysuhde heikkenee. Kun järjestelmän hyötysuhdetta ja käyttökustannuksia halutaan optimoida, on putkistohäviöihin kiinnitettävä erityistä huomiota. Lisäksi mitoituksessa on otettava huomioon, että putkistossa ei saa esiintyä melua aiheuttavaa turbulenssivirtausta. Imuputken suurimmat sallitut virtausnopeudet öljyn eri viskositeeteilla on esitetty taulukossa 6. [28, s.4]

Taulukko 7. Imuputken suurimmat sallitut virtausnopeudet. [28, s.5]

Viskositeetti / Viscosity ν [mm ² /s (=cSt)]	Suurin sallittu virtausnopeus Maximum allowed velocity flow v [m/s]
150	0,6
100	0,75
50	1,2
30	1,3

Yllä esitetyt virtausnopeusarvot määräytyvät siten, että pienin sallittu imupaine ei alitu suurimmalla virtauksella. Taulukossa 7 on esitetty paineputken suurimpia suositeltuja virtausnopeuden arvoja öljyn eri viskositeeteilla ja tilavuusvirroilla. [28, s.5]

Taulukko 8. Paineputken suurimmat suositellut virtausnopeudet.[28, s.5]

Paine / Pressure p [bar]	Suurin sallittu virtausnopeus Maximum allowed velocity flow ($Q < 10$ l/min) v [m/s]	Suurin sallittu virtausnopeus Maximum allowed velocity flow ($Q > 10$ l/min) v [m/s]
25	1...2	2,5...3
50	1...2	3,5...4
100	1...2	4,5...5
200	2...3	5...6
> 200	2...3	6

Suosittu virtausnopeus paluuputkessa on 1-3 m/s [28, s.5]. Käyttämällä annettuja virtausnopeusalueita voidaan putki- ja letkuhalkaisijat ratkaista kirjoittamalla tilavuusvirtahtälö 6.4 kaavan 6.13 muotoon. [1, s.63]

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (6.13)$$

missä d_p on putken sisähalkaisija, Q putken läpi kulkeva tilavuusvirta ja v öljyn virtausnopeus.

Koska kyseessä on suljettu järjestelmä ja virtauksen suunta voi vaihtua, pyritään pumpun ja venttiililohkon välillä olevien painelinjat mitoittamaan niin, että sekä imu- ja paineputken virtausnopeusvaatimukset täyttyvät parhaan mukaan. Pumpun ja venttiililohkon välillä tullaan käyttämään hydrauliletkua mahdollisten värähtelyjen vaimentamiseksi. Käytettäväksi öljyksi valittiin viskositeettiluokaltaan ISO VG 32, joten suurin sallittu virtausnopeus näissä painelinjoissa on noin 1,3 m/s. Pumpun painelinjojen letkukooksi valitaan SAE-08, jolloin letkun sisähalkaisija on 1/2" eli 12,7 mm. Tämä antaa öljyn virtausnopeudeksi 0,9 m/s pumpun maksimituotolla.

Pumpun vuotolinja mitoitetaan paluulinjan virtausnopeusohjeen perusteella. Pumpun maksimituotolla vuotovirtaus on suurimmillaan noin 0,5 l/min. Koska virtaus on näin

pieni, pumpun vuotolinjaan riittää pienin saatavilla oleva standardiletkukoko SAE-04. Letkun sisähalkaisija on tällöin 1/4" eli 6,4 mm, mikä antaa öljyn virtausnopeudeksi 0,2 m/s pumpun maksimituotolla.

Venttiililohkon ja sylinterikammioiden välisissä toimilaitelinoissa riittää, että putkiko-ko mitoitetaan taulukossa 7 esitettyjen paineputken virtausnopeussuositusten perusteella. Putkikooksi venttiililohkon ja sylinterin B-kammion välille valitaan 12x2 mm, mikä antaa öljyn virtausnopeudeksi 2,2 m/s pumpun maksimituotolla. Järjestelmän muut runko- ja toimilaitelinjat hoidetaan sylinterikokoonpanoon asennettavan venttiililohkon sisäisesti.

Virtauksen laminaarisuus tai turbulenttisuus voidaan tarkastaa laskennallisesti Reynoldsin lukua Re käyttäen. Virtaus on laminaarista, kun Reynoldsin luku saa kriittistä Reynoldsin lukua pienemmän arvon ja turbulenttista, jos Reynoldsin luku on kriittistä Reynoldsin lukua suurempi. Pyöreille sileäpintaisille putkille kriittisen Reynoldsin luvun arvo on noin 2000–2300. Reynoldsin luku määritellään yhtälöä 6.14 käyttäen. [1, s.28-29]

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (6.14)$$

missä ν on nesteen virtausnopeus putkessa, d putken sisähalkaisija ja ν nesteen kineemaattinen viskositeetti. Pumpun painelinjojen Reynoldsin luku saa edellä esitettyä yhtälöä käyttäen arvon 369, pumpun vuotolinjan Reynoldsin luku arvon 45 ja toimilaitelinyksen Reynoldsin luku arvon 554. Voidaan siis todeta, että virtaus putkissa ja letkuissa pysyy laminaarisena. Koska virtaus on laminaarista, ei putken tai letkun pinnankarheus vaikuta sen kitkavastuskertoimeen λ , mikä voidaan laskea yhtälöä 6.15 käyttäen. [1, s.58]

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6.15)$$

Näin pumpun painelinjojen kitkavastuskerroin saa arvon 0,18, pumpun vuotolinjan kitkavastuskerroin arvon 1,44 ja toimilaitelinyksen kitkavastuskerroin arvon 0,12. Painehäviöt putkissa ja letkuissa voidaan laskea kaavaa 6.16 käyttäen. [1, s.58]

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (6.16)$$

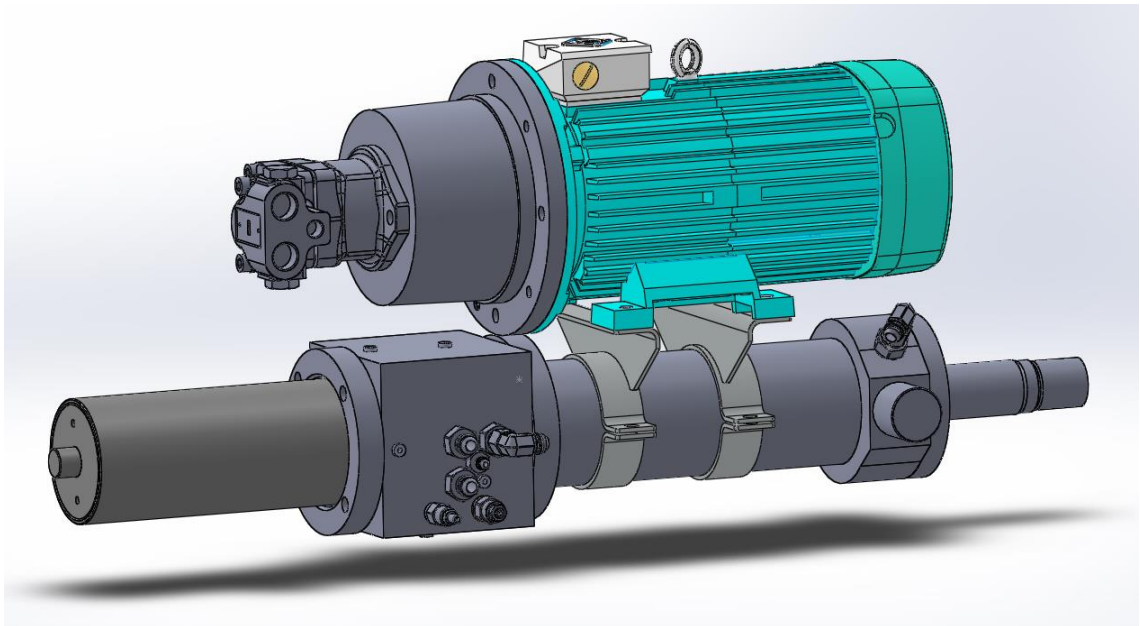
missä l on putken pituus, d putken sisähalkaisija, ρ nesteen tiheys ja v virtausnopeus putkessa. Yksittäisen letkun pituus pumpulta venttiililohkolle tulee olemaan noin 400 mm ja putken pituus venttiililohkolta sylinterin etupäähän noin 500 mm. Painehäviö kussakin pumpun painelinjassa tulee näin ollen olemaan noin 0,02 bar. Myös pumpun

vuotolinjan painehäviö tulee olemaan samaa suuruusluokkaa. Venttiililohkon ja sylinterin etupään välisen toimilaitelinjan laskennallinen painehäviö on noin 0,15 bar. Putkissa ja letkuissa syntyvien painehäviöiden voidaan näin ollen todeta olevan merkityksettömiä, kun niitä verrataan järjestelmän 280 baarin syöttöpainetasoon.

Järjestelmässä käytettäväksi putki- ja letkuliitintyypiksi valitaan JIC-liitin. Kyseessä on levitettävätyyppinen liitos, jossa putken pää on kartioitu liitinrungon mukaan 37° kulmaan. Kartioitu putki on vedetty vaippamutterin ja kiristysholkin avulla liitinrungon kartiopintaa vasten, jolloin syntyy tiivis kahden metallin liitos. JIC-liittimet soveltuvat leikkuurengasliitintä paremmin käytettäväksi olosuhteisiin, joissa liitos altistuu värähtelyille. [1, s.420]

6.6 Kokoonpano

Sähköhydraulisen sylinterikokoonpanon letkuja ja putkia vaille valmis 3D-malli on esitetty kuvassa 28. Tämän lisäksi tarvitaan erilliseen sähkökaappiin sijoitettu taajuusmuutaja pumppumoottorin nopeussäädön toteuttamiseksi. Kyseessä on itsenäisesti toimiva kompakti kokoonpano, joka voidaan kytkeä suoraan sähköverkkoon.



Kuva 28. Sähköhydraulisen sylinterin kokoonpano.

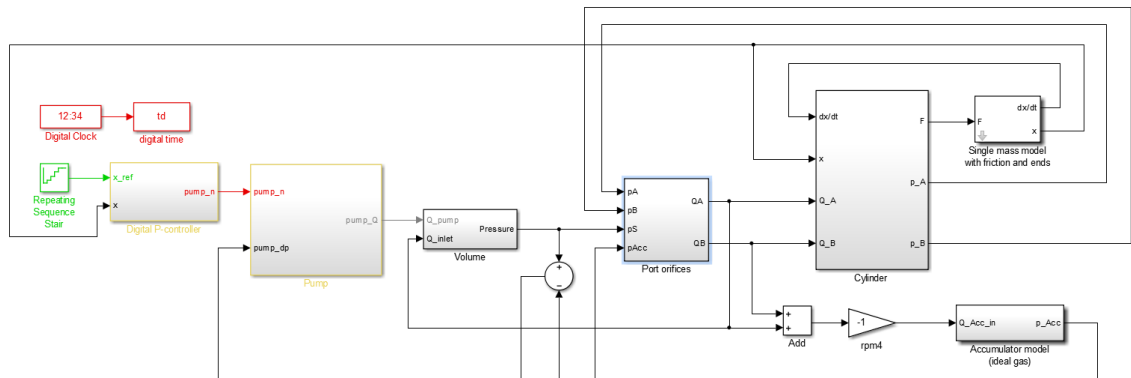
Kokoonpano koostuu hydraulisyylinteristä, jonka runkoon on kiinnitetty voimanlähteenä toimiva sähkömoottori. Sähkömoottorin kanssa samalle akselille on kiinnitetty kiinteätilavuuksinen vinoakselinen mäntäpumppu. Sylinterin takapäättyyn on kiinnitetty venttiililohko, mistä on suora läpivienti sylinterin A-kammioon sekä nestevarastona toimivan mäntäakun nestepäättyyn. Venttiililohko on sijoitettu sylinterin ja mäntäakun väliin putkitusten minimoimiseksi. Edellä esitetyillä järjestelyillä kokoonpanosta saatiin sekä

kompakti että helposti kokoonpantava. Rajoituksia kokoonpanolle asettaa sylinterin etulaippa, jota muut järjestelmän komponentit eivät saa ylittää.

Jos sähköhydraulisen sylinterin hinta ei ole rajoittava tekijä, voidaan kokoonpanosta tehdä tarvittaessa vielä pienikokoisempi. Tämä onnistuu esimerkiksi vaihtamalla oikeakulumoottori pienikokoisempaan kestopagneettimoottoriin tai tekemällä sylinteriputken ympärille rengasmäntäinen paineakku. Tähän prototyyppiin valittu sylinterikoko on melko pieni, mistä syystä paineakun suhteellinen koko on suuri. Symmetrisen sylinterin käyttö paineakun ja huuhteluventtiilin sijaan ei tässä tapauksessa siis kasvattaisi merkittävästi sylinterin nollapituutta. Suurempiin sylinterikokoihin ja iskunpituuksiin siirryttäessä sylinterin nollapituus kuitenkin kasvaisi liikaa symmetristä sylinteriä käytettäessä. Lisäksi paineakku voidaan sijoittaa tarvittaessa sylinterin rinnalle, mikäli kasvava nollapituus aiheuttaa ongelmia.

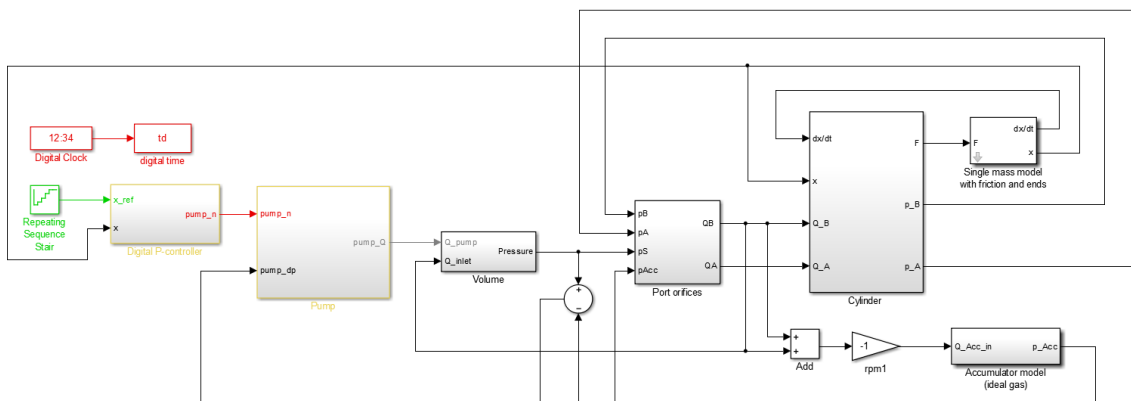
7 SIMULOINTIMALLI

Suunnitellun järjestelmän toimivuus todennettiin MATLAB ohjelmiston Simulink työkalulla rakennettua simulointimallia käyttäen. Etenkin matalapaineakun toiminta on tarkastelun alla. Simulointimallin yksinkertaistamiseksi järjestelmän toiminta testattiin molempiin liikesuuntiin näitä tilanteita varten tehdyillä erillisillä simulointimalleilla. Lisäksi huuhtelu- ja kuormanlaskuventtiileiden toiminta on jätetty mallissa käsittelemättä. Järjestelmän toimivuuden todentamiseen sylinterin positiiviseen liikesuuntaan käytetyn simulointimallin ylin taso on esitetty kuvassa 29.

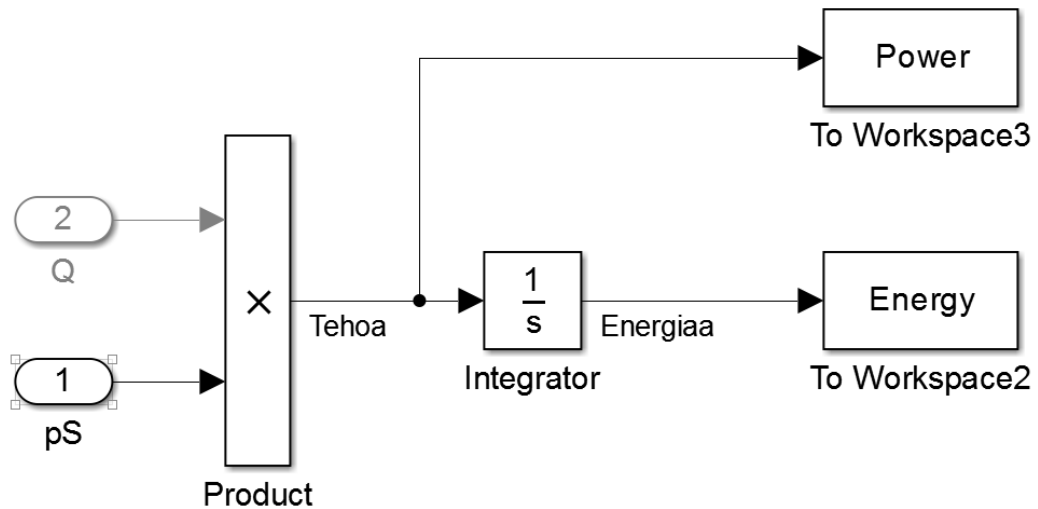


Kuva 29. Simulointimallin ylin taso, sylinterin positiivinen liikesuunta.

Kyseessä on pumppuohjattu pyörimisnopeussäädetty järjestelmä, jonka simulointimalli koostuu pumppumallista, painelinjoja mallintavasta tilavuusmallista, sylinterikammioiden porttikuristimien malleista, paineakun mallista sekä sylinteri- ja kuormamallista. Järjestelmä on asematakaisinkytketty ja asemasäätö on toteutettu digitaalista P-säätäjää käyttäen. Sylinterin negatiiviseen liikesuuntaan käytetyn simulointimallin ylin taso on esitetty kuvassa 30.



Kuva 30. Simulointimallin ylin taso, sylinterin negatiivinen liikesuunta.



Kuva 32. Järjestelmän tehon ja energian kulutuksen laskenta.

Järjestelmän hydraulinen teho määritellään tilavuusvirran ja paineen tulona kaavan 7.4 mukaisesti. [1, s.78]

$$P = Q \cdot p \quad (7.4)$$

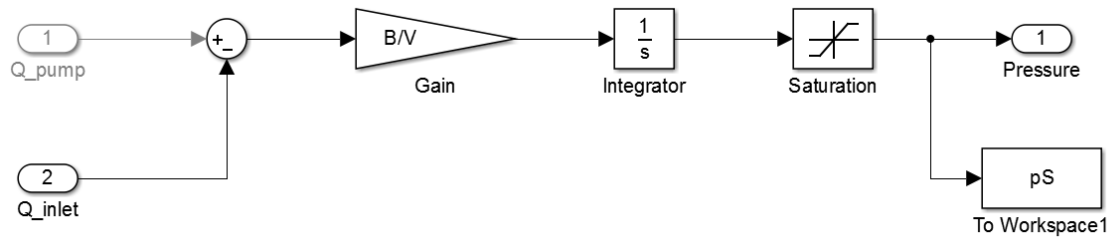
missä P on teho, Q tilavuusvirta ja p paine. Kun järjestelmän hydraulista tehoa edelleen integroidaan ajan suhteen, saadaan ratkaistua järjestelmän energiankulutus.

7.2 Painelinjojen tilavuudet

Suljetussa järjestelmässä syöttöpaine muodostuu kuorman mukaan ja se voidaan ratkaista tilavuuden tilanyhtälöä 7.1 käyttäen. [17, s.21]

$$\frac{dp}{dt} = \frac{B_{eff}}{V} \left(\Sigma Q - \frac{dV}{dt} \right) \quad (7.1)$$

missä p on paine, B_{eff} järjestelmän tehollinen puristuskerroin, V kokoonpuristuva tilavuus ja ΣQ tähän tilavuuteen tuleva nettotilavuusvirta eli tilavuuteen tulevien ja siitä poistuvien tilavuusvirtojen erotus. Tilavuuden tilanyhtälön perusteella rakennettu järjestelmän painelinjoja kuvaava tilavuusmalli on esitetty kuvassa 32.



Kuva 33. Järjestelmän painelinjoja kuvaava tilavuusmalli.

Simulointimallissa järjestelmän teholliseksi puristuskertoimeksi B_{eff} on arvioitu 400 MPa ja kokoonpuristuvaksi tilavuudeksi V puoli litraa.

7.3 Sylinterikammioiden porttikuristukset

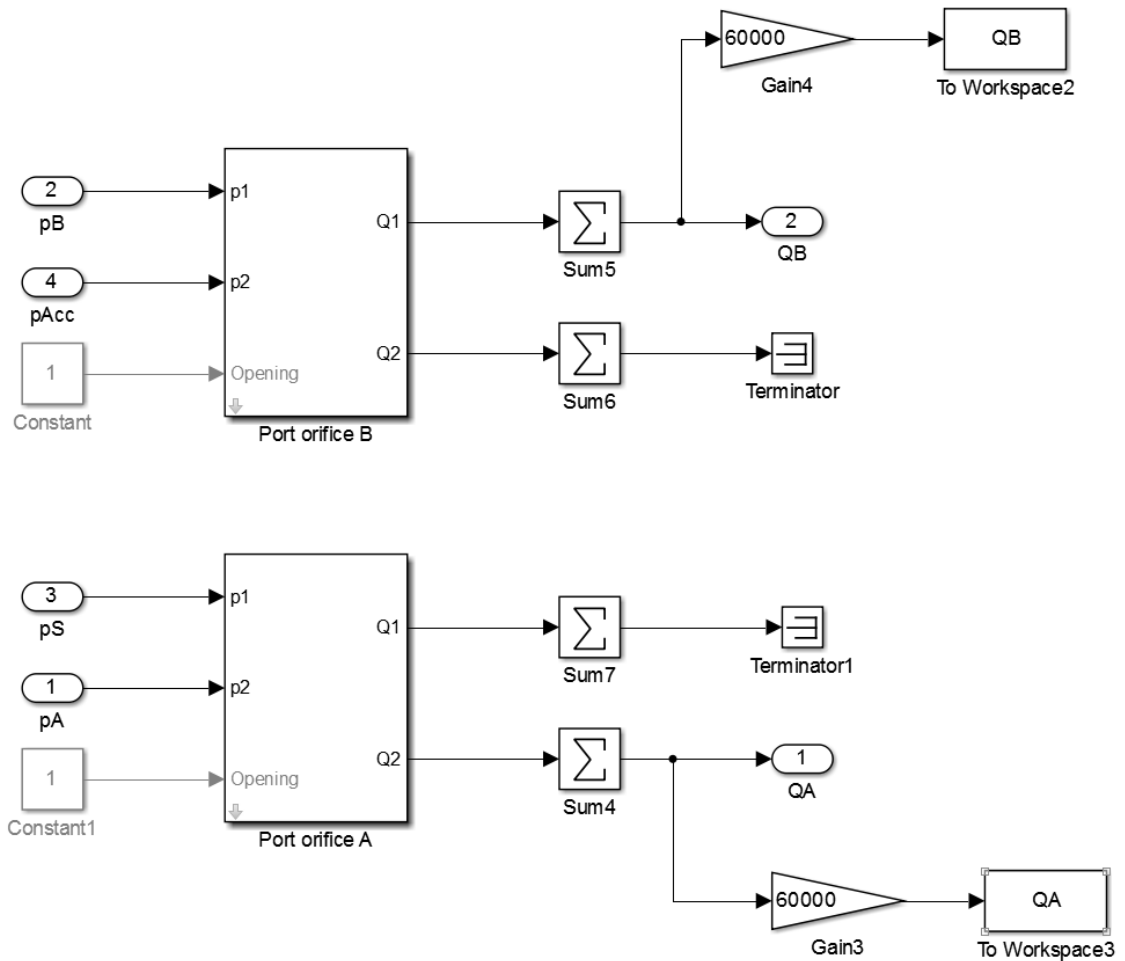
Sylinterikammioihin menevät ja sieltä poistuvat tilavuusvirrat voidaan ratkaista turbulentsin kuristuksen virtausyhtälöä 7.2 käyttäen. [1, s.40]

$$Q = \mu \cdot A \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (7.2)$$

missä μ on virtausaukon ominaisuudet, kuten sen muodon ja reunojen terävyyden vaikutuksen virtaukseen, huomioon otettava virtauskerroin, A kuristuksen virtauspoikkipinta-ala, ρ nesteen tiheys ja Δp paine-ero kuristuksen yli. Kun huomioidaan, että nesteen kokoonpuristuvuus on pientä ja sen tiheys näin ollen kokolailla vakio, voidaan simuloinneissa turbulentsin kuristuksen yhtälö kirjoittaa kaavan 7.3 muotoon. [1, s.40]

$$Q = K_v \sqrt{\Delta p} \quad (7.3)$$

missä K_v on turbulentsin kuristuksen virtauskerroin. Tälle kuristuksen K_v -arvolle saadaan yleensä hyvä arvio, kun virtauskanavan poikkipinta-ala on tiedossa. Jos mittausdataa on käytettävissä, voidaan se verifioida suoraan kaavaa 7.3 käyttäen. Työssä käytetty kuristusreunan malli on annettu valmiina kurssilla *IHA-2600 Hydraulijärjestelmien mallinnus ja simulointi* ja se noudattaa edellä esitettyä turbulentsin kuristuksen virtausyhtälöä [29, s.67]. Sylinterikammioiden porttikuristuksille tulevia paineita ja tilavuusvirtoja kuvaavan alimallin lohkokaavio on esitetty kuvassa 33.

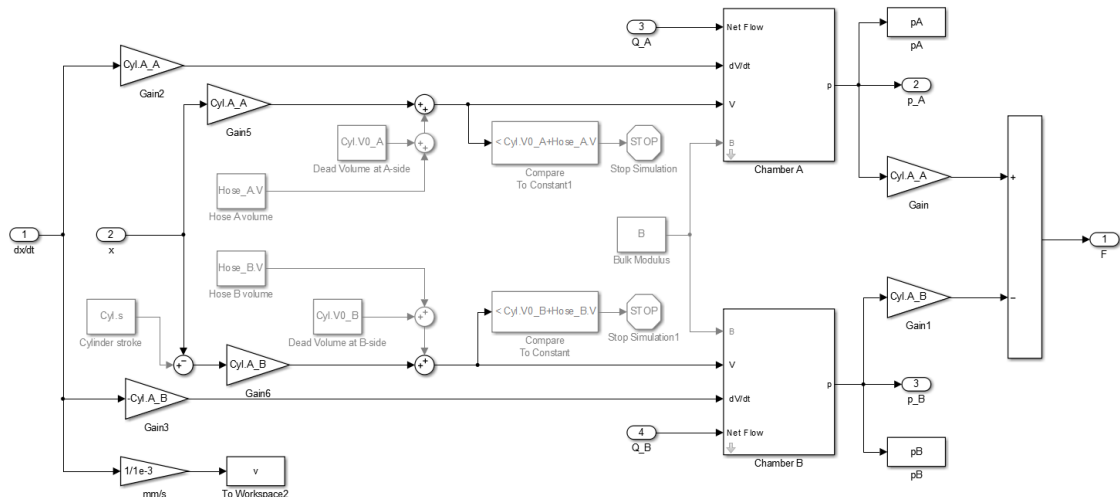


Kuva 34. Sylinterikammioiden porttikuristukset.

Kun sylinteriä liikutetaan positiiviseen liikesuuntaan, sylinterin A-kammion porttikuristuksen mallille tuodaan lähtöarvoina syöttöpaine p_S ja kammion paine p_A . Ulos mallista saadaan sylinterikammioon tuleva tilavuusvirta Q_A . Vastaavasti sylinterin B-kammion porttikuristuksen mallille tuodaan lähtöarvoina kammion paine p_B sekä nestevarastona toimivan paineakun paine p_{Acc} , mikä on sylinterin B-kammion puolella vallitseva paine positiiviseen liikesuuntaan liikuttaessa.

7.4 Sylinteri- ja kuormamalli

Sylinterimallin lohkokaavio on esitetty kuvassa 35. Lähtösuureina mallille tuodaan sylinterin asema x , sylinterin liikenopeus dx/dt sekä sylinterikammioihin menevät tilavuusvirrat Q_A ja Q_B . Ulostuloina sylinteriltä saadaan voima F sekä sylinterin kammiopaineet p_A ja p_B .



Kuva 35. Sylinterimalli.

Sylinterikammioita kuvataan kahdella tilavuusmallilla, joiden mallina on käytetty kursilla *IHA-2600 Hydraulijärjestelmien mallinnus ja simulointi* annettuja malleja. Sylinterin A-kammio generoi voimaa positiiviseen ja sylinterin B-kammio negatiiviseen suuntaan. Näille tilavuusmalleille tuodaan sisäänmenoina sylinterikammioiden nettotilavuusvirrat, kammioiden tilavuuden muutokset dV/dt , kammiotilavuudet V sekä bulkkimoduli B . Kammion tilavuuden muutos saadaan kertomalla sylinterin nopeus männän tehollisella pinta-alalla ja tilavuus kertomalla tämä pinta-ala sylinterin asemalla. B-kammion tilavuutta laskiessa pitää vielä vähentää sylinterin asema sylinterin iskunpituudesta. Lisäksi näihin tilavuuksiin on lisätty sylinterikammioiden kuolleet tilavuudet sekä letkutilavuudet. Sylinterin päätyjä ei ole mallinnettu, vaan malli pysäyttää simuloinnin, kun sylinteri ajetaan päätyyn.

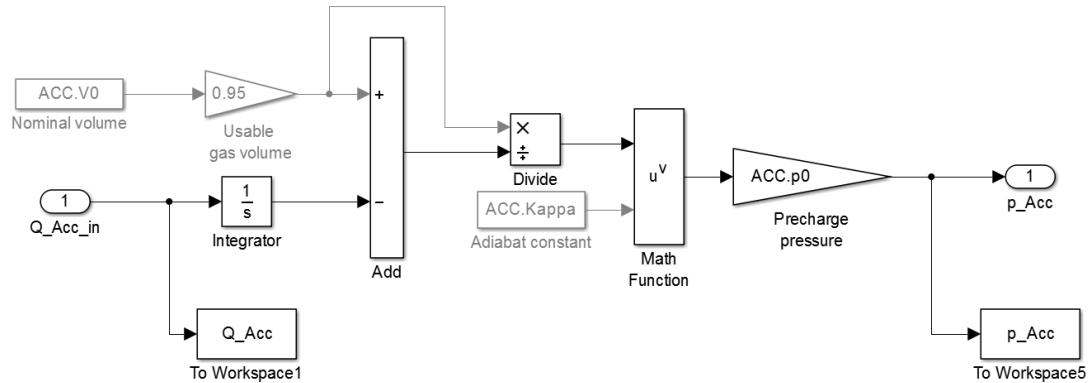
Työssä käytetään kuormamalli on mallinnettu kurssilla *IHA-2570 Digitaalhydrauliikka* annetun mallin mukaan, eikä sen sisältöä käsitellä tässä työssä tarkemmin. Kuormamallille tuodaan sisään sylinterin tuottama voima F ja saadaan ulos sylinterin nopeus ja asema. Kuormamallin yhteyteen on mallinnettu myös sylinterin kitkat ja päätyvaimennukset. [30]

7.5 Paineakku

Koska paineakun käyttöpaineet ovat alle 20 MPa, voidaan paineakun simulointimallissa soveltaa ideaalikaasun tilanyhtälöä 6.9, mikä voidaan kirjoittaa edelleen kaavan 7.5 muotoon.

$$p_{Acc} = p_1 \left(\frac{V_1}{V_{Acc}} \right)^\kappa \quad (7.5)$$

missä p_{Acc} on akussa vallitseva paine, V_{Acc} akun nestetilavuus, p_I akun esitäyttöpaine ja V_I akun nimellistilavuus. Paineakkaa kuvaavan simulointimallin lohkokaavio on esitetty kuvassa 36.

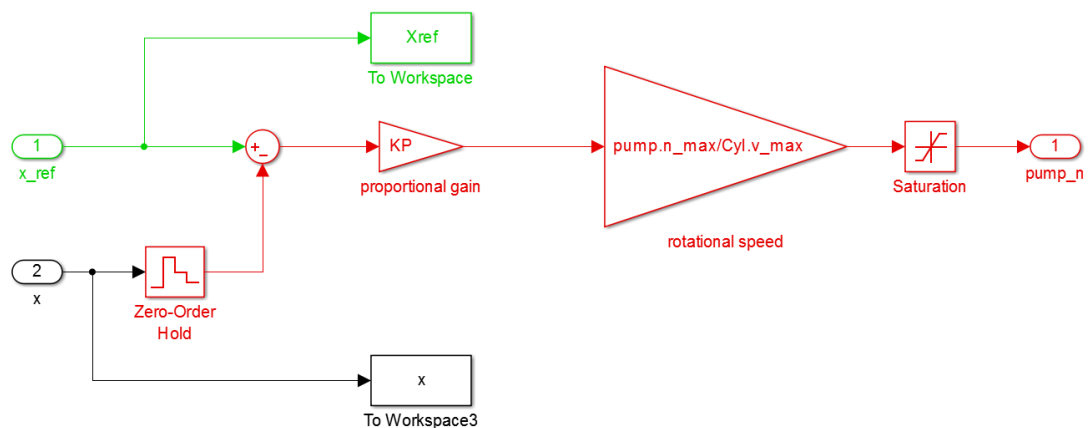


Kuva 36. Paineakun malli.

Akun nestetilavuus voidaan ratkaista integroimalla paineakkuun tulevaa tilavuusvirtaa, mikä tuodaan paineakun simulointimalliin lähtösuureena. Näin mallista saadaan ulos edellä esitettyä ideaalikaasun tilanyhtälöä käyttäen akussa kullakin hetkellä vallitseva paine.

7.6 Digitaalinen P-säädin

Järjestelmän asemasäätö on toteutettu digitaalista P-säädintä (proportional controller) käyttäen. P-säädintä voidaan käyttää, kun halutaan rauhallinen säätö ja sallitaan pysyvä säätöpoikkeama, mikä P-säädössä yleensä jää mittaus- ja asetuservon väliin. P-säätimen simulointimallin lohkokaavio on esitetty kuvassa 37.



Kuva 37. Digitaalinen P-säädin.

Säätäjälle tuodaan sisään sylinterin mitattu asema sekä haluttu asetuservo. Sylinterin asematieto muutetaan diskreettiin muotoon A/D-muunninta käyttäen. Myös sylinterin

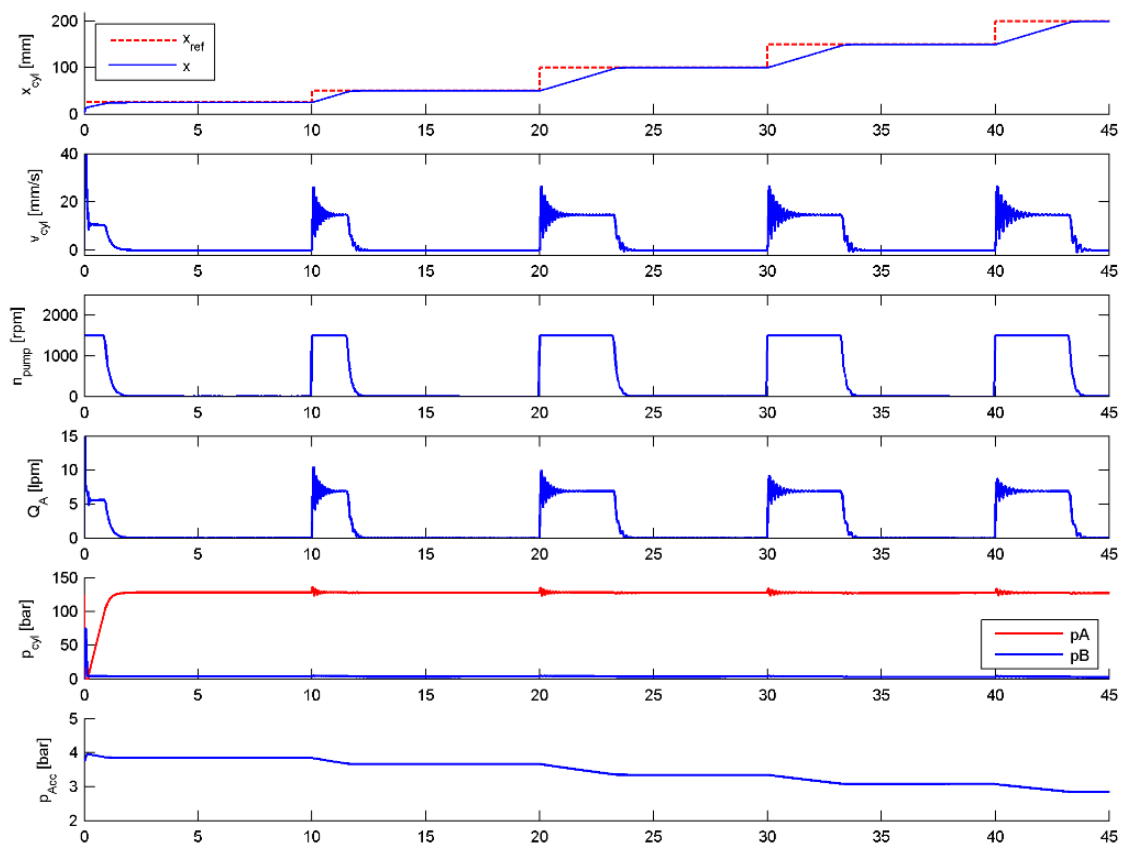
asetusarvo tulee tuoda säätäjälle diskreettinä signaalina. Säätäjä vertaa mitattua sylinterin asemaa asetusarvoon, laskee erosuureen ja tuottaa säätösignaalin, joka pienentää tämän eron mahdollisimman lähelle nollaa. Jakamalla pumpun maksimipyörimisnopeus sylinterin maksiminopeudella saadaan säätösignaali muutettua pumpun pyörimisnopeudeksi, mikä rajataan välille 0-1500 rpm. [31]

8 SIMULOINTITULOKSET

Järjestelmän toimintaa simuloitiin sylinterin kumpaankin liikesuuntaan erikseen käyttäen luvussa 7 esiteltyjä simulointimalleja.

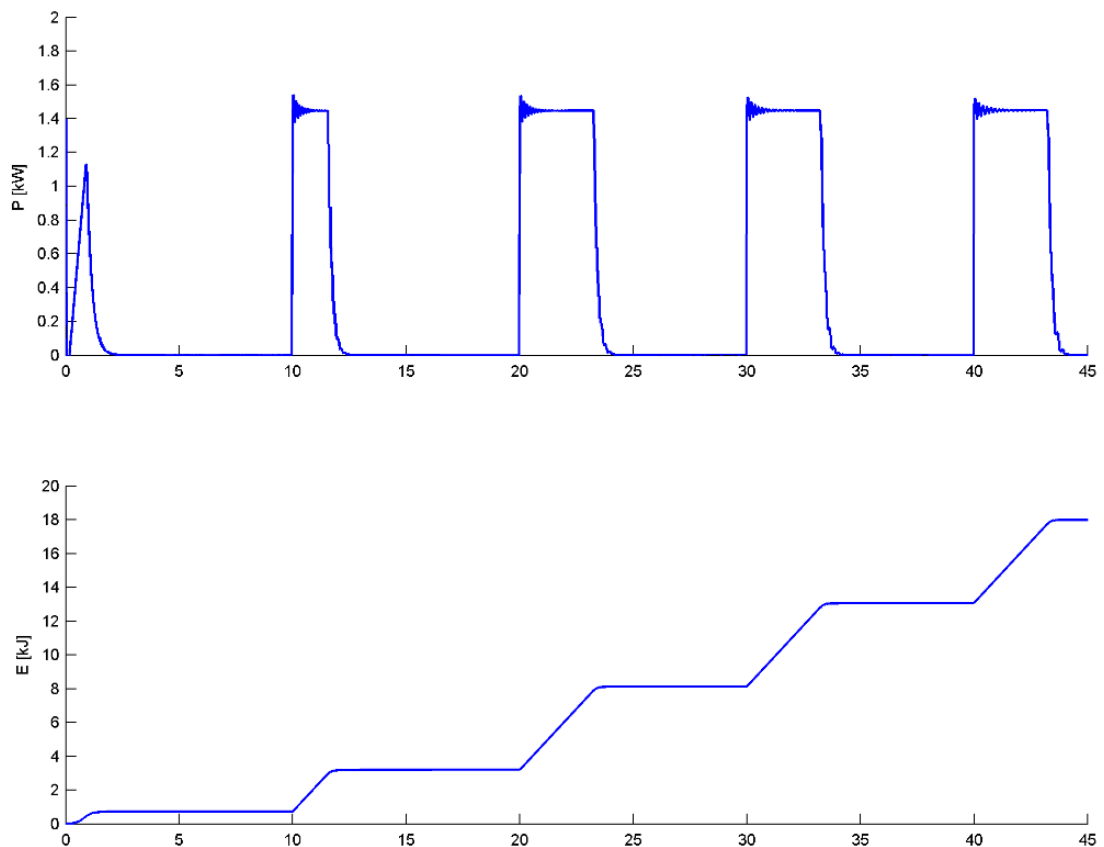
8.1 Järjestelmän toiminta sylinterin positiiviseen liikesuuntaan

Järjestelmän toimintaa sylinterin positiiviseen liikesuuntaan simuloitiin käyttäen kuvan 38 mukaista porrasssekvenssiä. Säätimelle annetaan asemareferenssinä nousevaa askelvastetta niin, että sylinterin asema muuttuu kymmenen sekunnin välein. Sylinterin asemareferenssille annetut arvot ovat 25, 50, 100, 150 ja 200 mm. Sylinterin alkuasema on 10 mm. Säätimen vahvistuksen KP arvo viritetään sellaiseksi, että sylinterin asemassa ei tapahdu ylitystä. Kuvan 38 simuloinneissa kuormaksi on asetettu 10000 kg. Tässä tapauksessa säätäjän vahvistuksen KP arvoksi viritetään 5,5, mikä pitää myös vaimennuksen riittävänä.



Kuva 38. Järjestelmän toiminta sylinterin positiiviseen liikesuuntaan, kuorma 10000 kg.

Kuvasta 38 havaitaan, että sylinterin asema saavuttaa asetetun referenssiarvon nopeasti, eikä ylitystä tapahdu. Pumpun pyörimisnopeuden äkillinen nosto nolasta 1500:n kierrokseen minuutissa aiheuttaa nesteen virtausnopeudessa äkillisen muutoksen, mistä syystä myös järjestelmän painetasossa tapahtuu nopea muutos. Tämä painevaihtelu on kuitenkin amplitudiltaan melko pientä noin 5 baarin vaihtelua, eikä se haittaa tässä tapauksessa järjestelmän toimintaa. Todellisuudessa järjestelmässä on kuitenkin enemmän painevaihteluita vaimentavia tekijöitä, jolloin järjestelmän painevaihtelut ovat todennäköisesti myös simulointimallissa esiintyviä pienempiä. Esimerkiksi järjestelmän vuodot vähentävät painevaihteluita, eikä näitä ole tässä työssä mallinnettu muutoin kuin hyötysuhteina. Myös sylinterin kitkat toimivat vaimentavana tekijänä, eikä näiden suuruutta ole päästy verifioimaan. Kuvasta voidaan myös havaita, kuinka täynnä oleva paineakku tyhjenee asteittain sylinterin liikuessa positiiviseen liikesuuntaan. Paineakku toimii halutulla tavalla, sillä paine ei laske alle 2,5 baarin minimikäyttöpaineen. Tämä takaa myös sen, että pumpun imupuolella ei ole kavitaation vaaraa. Pumpun vaatima käyttöteho ja järjestelmään syötetty energia on esitetty kuvassa 39 ajan funktiona.

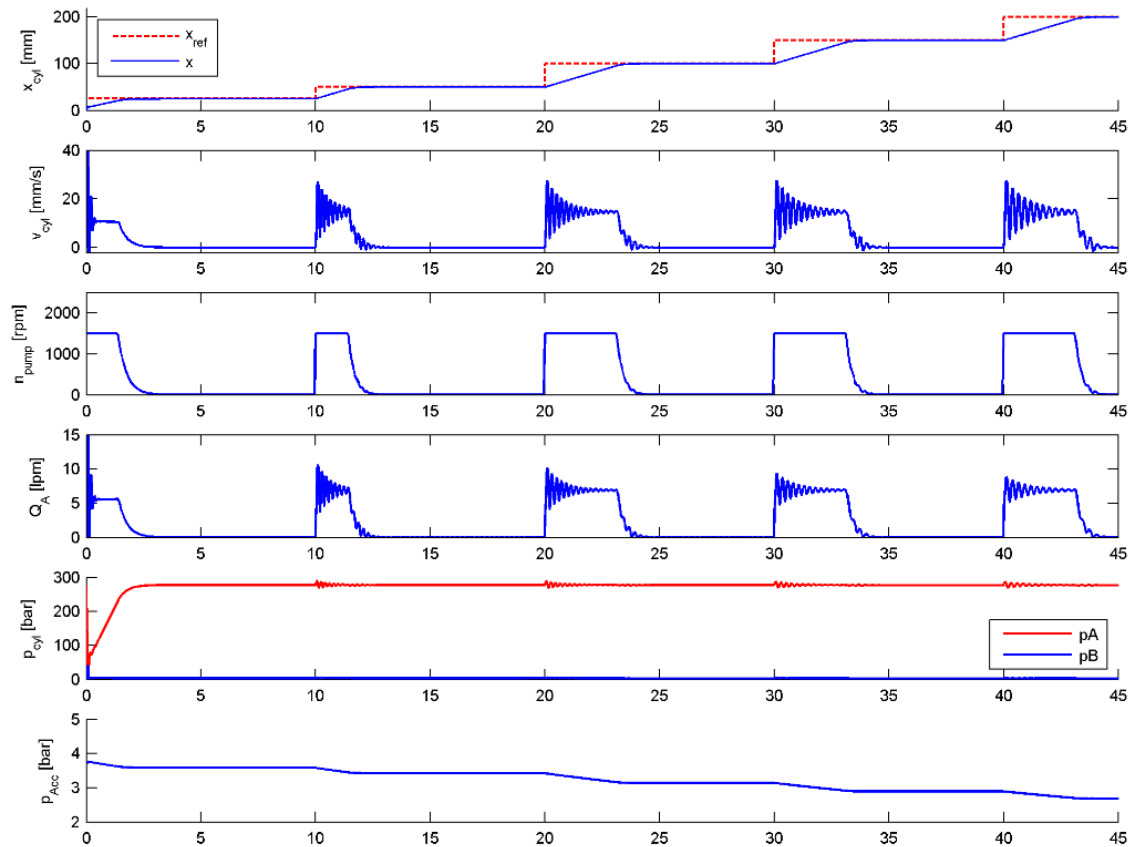


Kuva 39. Pumpun käyttöteho ja -energia sylinterin positiiviseen liikesuuntaan kuorman ollessa 10000 kg.

Kuvasta nähdään, että pumpun vaatima käyttöteho sylinterin positiiviseen liikesuuntaan 10000 kg:n kuormalla on noin 1,5 kW ja järjestelmän energian tarve 18 kJ. Kuvasta voidaan myös havaita miten pyörimisnopeussäädetty pumppuohjattu järjestelmä säästää energiaa tavalliseen jatkuvakäyttöiseen hydraulijärjestelmään verrattuna. Sähkömoottori

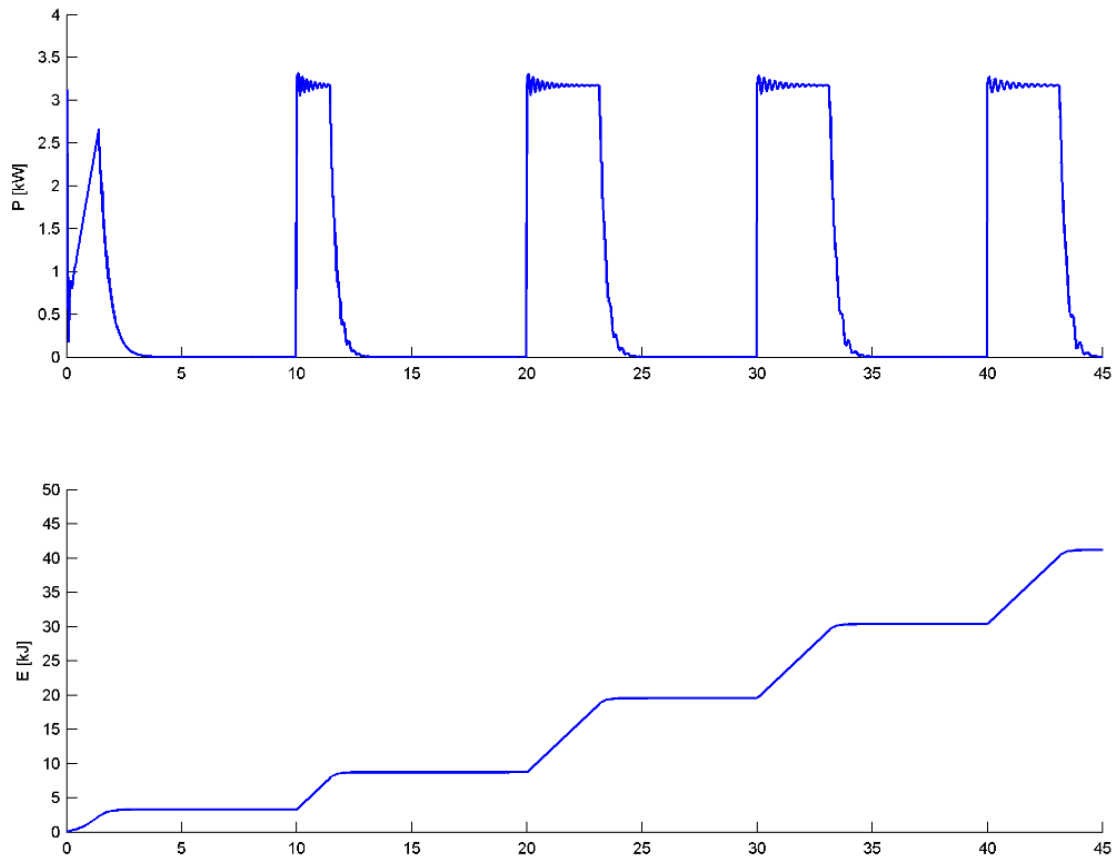
ja pumppu voidaan pysäyttää välittömästi, kun haluttu sylinterin asema on saavutettu, joten energiaa kuluu vain sylinteriä liikuttaessa.

Vastaavat simuloinnit toteutettiin myös järjestelmän staattisessa mitoituksessa määritellyllä maksimikuormalla 22000 kg. Tässä tapauksessa säätäjän vahvistuksen KP arvoksi asetettiin 3,4. Tällä säätäjän vahvistuksen arvolla sylinterin asemassa ei enää tapahtunut asetusarvon ylitystä. Järjestelmän toimintaa kuvaavat simulointitulokset 22000 kg:n kuormalla sylinterin positiiviseen liikesuuntaan on esitetty kuvassa 40.



Kuva 40. Järjestelmän toiminta sylinterin positiiviseen liikesuuntaan, kuorma 22000 kg.

Kuvasta havaitaan, että sylinterin A-kammion paine asettuu nyt lähelle järjestelmän maksimipainetta 280 bar. Nesteen virtausnopeuden muutos sähkömoottorin käynnistyessä äkillisesti on edellistä tilannetta suurempi, mistä syystä myös järjestelmän painevaihteluista aiheutuvat värähtelyt ovat suurempia. Tästä huolimatta painevaihtelun amplitudi jää kuitenkin vain noin 10 baariin. Kun sylinterikammiot yhdistävät painerajat leikkaavat lisäksi järjestelmän maksimipaineen ylittävät painepiikit, ei tästä ole haittaa järjestelmän toiminnalle. Lisäksi todellisen järjestelmän painevaihtelut ovat todennäköisesti tätä pienemmät, kuten edellisessä luvussa todettiin. Sylinteri seuraa sille asetettua asemareferenssiä edelleen mallikkaasti. Pumpun vaatima käyttöteho ja järjestelmän energian kulutus tässä kuormitustilanteessa on esitetty kuvassa 41.



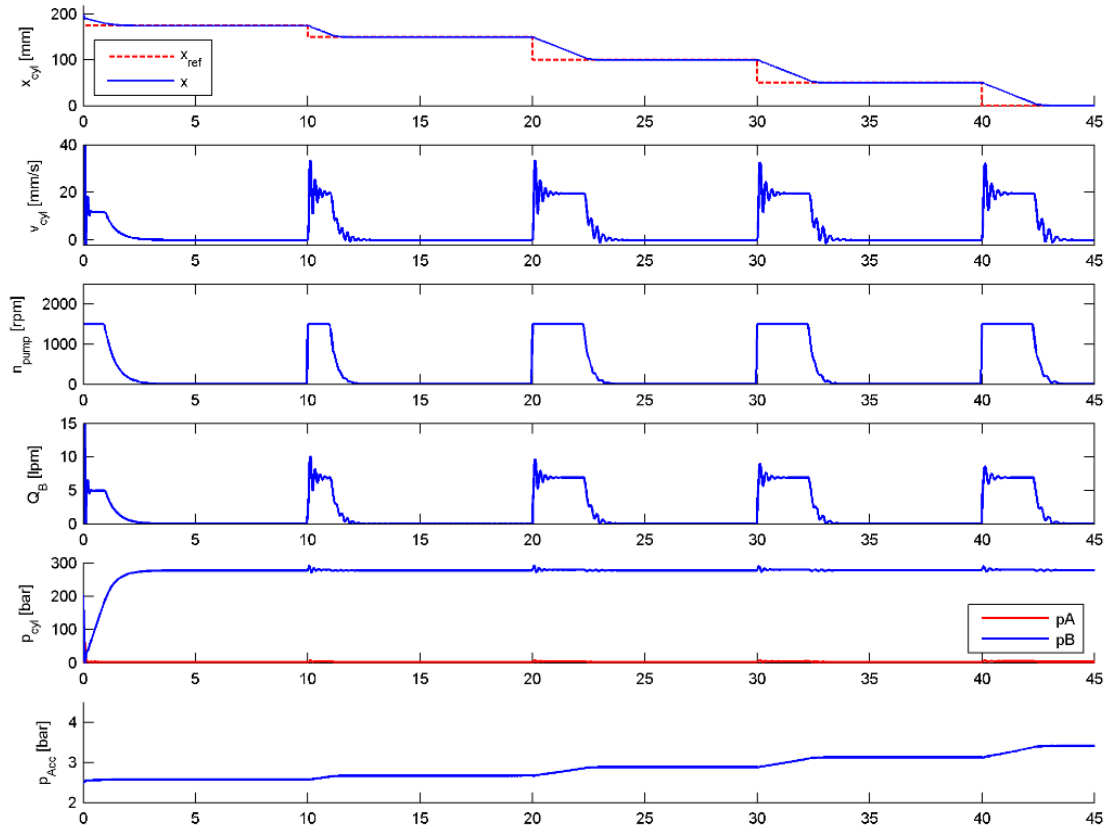
Kuva 41. Pumpun käyttöteho ja -energia sylinterin positiiviseen liikesuuntaan, kuorma 22000kg.

Kuvasta nähdään, että pumpun vaatima käyttöteho sylinterin positiiviseen liikesuuntaan 22000 kg:n kuormalla on noin 3,3 kW ja järjestelmän energian tarve 41 kJ. Kuvia 39 ja 41 vertailemalla voidaan myös todeta, että kokoonpanolle määrättyä maksimikuormaa pienentämällä voidaan sylinterikokoonpanoon valita kokoluokkaa pienempi sähkömoottori. Esimerkiksi 10000 kg:n maksimikuormalla käyttöön riittää 2 kW:n sähkömoottori, kun nyt suunnitellussa kokoonpanossa sähkömoottorin teho on 4 kW. Tällä tavalla sylinterikokoonpanon koko on myös helposti skaalattavissa kussakin käyttökohteessa vaadittavan kuormankantokyvyn mukaan.

8.2 Järjestelmän toiminta sylinterin negatiiviseen liikesuuntaan

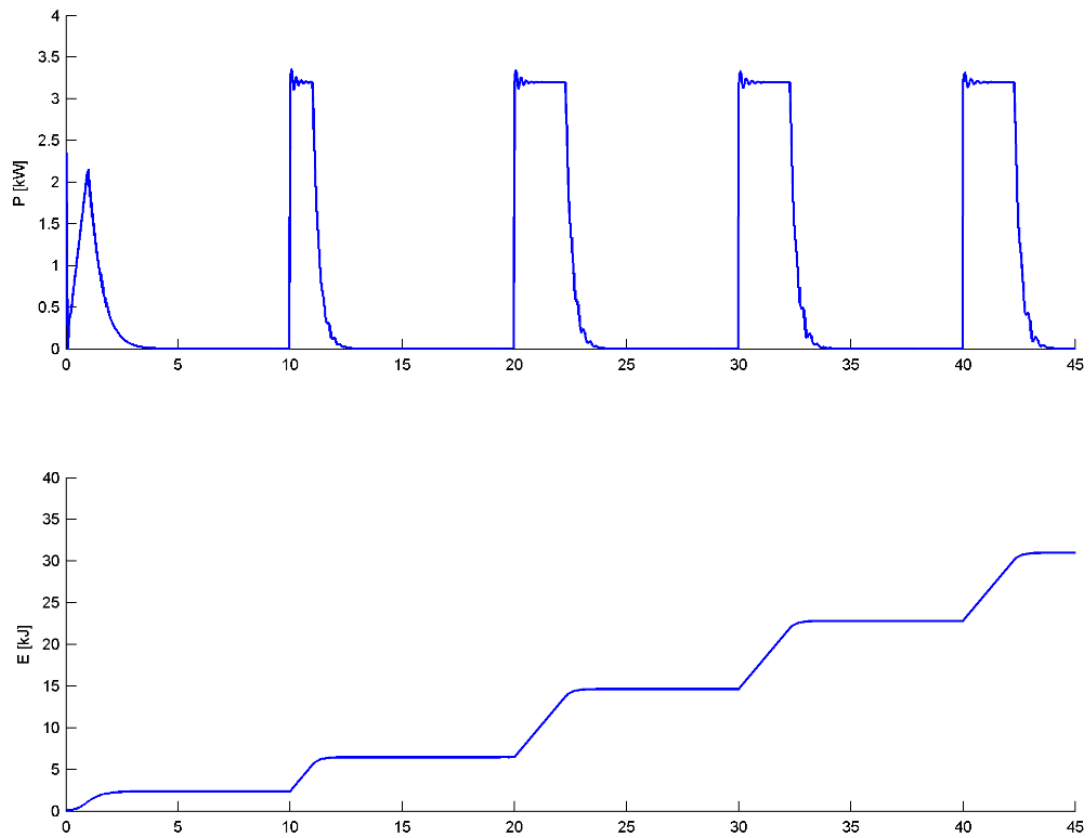
Järjestelmän toimintaa sylinterin negatiiviseen liikesuuntaan simuloitiin käyttäen kuvan 40 mukaista porrasssekvenssiä. Sylinterille annettiin ohjausreferenssinä laskevaa askelvastetta vastaavasti kuin sylinteriä positiiviseen suuntaan ajettaessa. Sylinterin alkuaikaisiksi asetettiin 200 mm ja sylinterin asemareferenssille annettiin arvot 175, 150, 100, 50 ja 0 mm. Vetävää kuormaa voi esiintyä esimerkiksi tilanteessa, jossa sylinteriä käytetään laivan perärampin laskemiseen.

Kuvissa 44 ja 45 esitetyt simulointitulokset on saatu käyttäen 16500 kg:n vetävää kuormaa. Tämä on staattisen mitoituksen perusteella määritetty sylinterin maksimikuorma negatiiviseen liikesuuntaan, kun järjestelmän maksimipaine on asetettu 280 baariin. Säättäjän vahvistuksen KP arvoksi viritettiin tässä tapauksessa 2,4.



Kuva 42. Järjestelmän toiminta sylinterin negatiiviseen liikesuuntaan, kuorma 16000 kg.

Kuvasta 44 havaitaan, että sylinterin asema seuraa asetettua referenssiarvoa hyvin, eikä ylitystä asemassa tapahdu. Nesteen virtausnopeuden äkillinen muutos sähkömoottorin käynnistyessä aiheuttaa taas järjestelmässä värähtelyjä, mutta nämä eivät rajoita järjestelmän toimintaa. Painevärähtelyn amplitudi on maksimissaan noin 15 baaria, mutta sylinterin A- ja B-kammion välille asetetut painerajat leikkaavat pois järjestelmän maksimipaineen ylittävät painepiikit. Kuten aikaisemmin todettiin, on todellisessa järjestelmässä todennäköisesti myös simulointimallia enemmän painevaihtelua vaimentavia tekijöitä. Paineakun paine nousee sylinterin liikematkalla minimikäyttöpaineesta 2,5 baaria 3,4 baariin. Akun maksimikäyttöpaineeksi asetettua 5 baaria ei ylitetä, joten akun voidaan todeta toimivan halutulla tavalla. Myöskään valmistajan ilmoittaman pumpun suurimman sallitun kotelopaineen (6 bar) ylityksestä ei ole vaaraa. Pumpun vaatima käyttöteho ja järjestelmän energian kulutus tässä kuormitustilanteessa on esitetty kuvassa 45.



Kuva 43. Pumpun käyttämä teho ja energia sylinterin negatiiviseen liikesuuntaan, kuorma 16500 kg.

Kuvasta voidaan todeta, että pumpun vaatima käyttöteho maksimikuormitustilassa sylinterin negatiiviseen liikesuuntaan on noin 3,4 kW ja järjestelmän energian kulutus 31 kJ.

9 YHTEENVETO

Tässä työssä etsittiin useita hydraulisylintereitä sisältävän keskushydraulijärjestelmän tilalle kompaktia ratkaisua, jossa jokainen hydraulisylinteri korvataan itsenäisesti toimimaan kykenevällä kokonaisuudella. Kun käytössä on kompakti ”kytke ja käytä” -tyyppinen ratkaisu, putkituksen tarve vähenee merkittävästi. Tästä on hyötyä esimerkiksi laivojen kansiluukkukäytöissä, missä putkiston kokonaispituus on tavallisesti huomattavan suuri. Hajautettu järjestelmä on myös vikasietoinen, sillä yksittäinen vika ei pysäytä koko järjestelmän toimintaa. Lisäksi tämän tyyppinen järjestelmä voidaan tuoda käyttökohteeseen valmiiksi kokoonpantuna, jolloin asennuksen yhteydessä järjestelmään pääseviä epäpuhtauksia voidaan vähentää merkittävästi.

Työn alussa haluttiin olla avoimia vaihtoehtoisille toimilaiteratkaisuille, eikä rajoittua pelkästään esimerkiksi täysin hydrauliseen toimilaitteeseen. Tarkastelun alla olivat hydraulisen toimilaitteen lisäksi sähkömekaaninen toimilaite ja sähköhydraulinen toimilaite. Käyttötarkoitukseen sopivimmaksi järjestelmäratkaisuksi valikoitui sähköhydraulinen toimilaite (EHA). Esisuunnitteluvaiheessa tehtiin järjestelmän toimintaperiaatteeseen liittyvät valinnat. Sylinterikokoonpanossa käytettäväksi hydraulijärjestelmäksi valittiin suljettu pumppuohjattu järjestelmä, jossa toimilaitteena on differentiaalisylinteri. Järjestelmän voimanlähteenä on oikosulkumoottori ja vakiotilavuuksisen pumpun tuoton säätö on toteutettu pyörimisnopeussäätönä taajuusmuuttajaa käyttäen. Differentiaalisylinterin sylinterikammioiden tilavuusvirtaeron kompensoimiseen käytetään huuhteluventtiiliä ja matalapaineakkua.

Kun järjestelmän toimintaperiaate ja hydraulikaavio ovat esisuunnitteluvaiheen jälkeen selvillä, mitoitetaan ja valitaan testilaitteessa käytettävät komponentit. Samalla suunniteltiin myös sylinterikokoonpano ja tehtiin tästä 3D-malli. Järjestelmän toimivuus todennettiin simulointimallia käyttäen, joka tehtiin mallintamaan hydraulijärjestelmän toimintaa sylinterin kumpaankin liikesuuntaan. Lisäksi simulointimallia käytetään järjestelmän tehon- ja energiankulutuksen laskentaan.

Simulointitulosten perusteella todettiin, että järjestelmä toimii halutulla tavalla ja se on myös energiatehokas tavalliseen jatkuvakäyttöiseen hydraulijärjestelmään verrattuna. Simuloinneissa erityisesti matalapaineakun toimintaan kiinnitettiin huomiota, jolloin voitiin varmistua sen oikeasta mitoituksista. Työn tuloksena saatiin siis toimivaksi todettu energiatehokas hydraulijärjestelmä ja suunnitelma kompaktin sylinterikokoonpanon valmistamiseksi. Seuraava askel tuotteen kaupallistamisessa tulee olemaan proto-

tyypin rakentaminen. Prototyypivaiheessa järjestelmän toiminta voidaan testata käytännössä ja suorittaa tarvittavat mittaukset, joiden avulla myös simulointimalli voidaan verifioida tarkemmaksi. Prototyypin avulla voidaan myös optimoida paineakun esitäyttö- ja minimikäyttöpaine. Järjestelmän toimintaa voidaan vielä parantaa esimerkiksi käyttämällä kehittyneempää PI- tai PID-säädintä ja ottamalla käyttöön nopeustakaisin-kytkentä. Tulevaisuudessa komponenttihintojen mahdollisesti laskiessa voidaan oikosulkumoottori vaihtaa kestopagneettimoottoriin, jolloin sylinterikokoonpanosta on mahdollista saada vielä kompaktimpi kokonaisuus.

LÄHTEET

- [1] Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. Hydrauliteknikka. 1. painos. Helsinki 2008, WSOY. 487 s.
- [2] Åman, R., Handroos, H., Ponomarev, P. & Pyrhönen, J. Electro-Hydraulic Hybrid Actuator System using Integrated Power Unit. 8th International Fluid Power Conference, March 26-28. Dresden, Germany 2012, p. 12.
- [3] Mare, J. Combining Hydraulics and Electrics for Innovation and Performance Improvement in Aerospace Actuation. The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'11, May 18-20. Tampere, Finland 2011, pp. 255-269.
- [4] Boes, C. & Helbig, A. Electro Hydrostatic Actuators for Industrial Applications. 9th International Fluid Power Conference, Proceedings, Volume 2, 24th - 26th of March. Aachen, Germany 2014, pp. 135-143.
- [5] Michel, S. & Weber, J. Electrohydraulic compact-drives for low power applications considering energy-efficiency and high inertial loads. 7th FPNI PhD Symposium on Fluid Power, June 27-30. Reggio Emilia, Italy 2012, pp. 869-888.
- [6] Michel, S. & Weber, J. Energy-efficient electrohydraulic compact drives for low power applications. Fluid Power and Motion Control, 12-14 September. Bath, UK 2012, pp. 93-107.
- [7] Roller Screws. SKF. [viitattu 21.1.2015]. Saatavissa: <http://www.skf.com/binary/21-153959/14489-EN---Roller-screw-catalogue.pdf>.
- [8] Norton R. Machine Design: an Integrated Approach. 3rd ed. Worcester, Massachusetts 2006, Worcester Polytechnic Institute. 986 p.
- [9] Tikkanen, S. & Tommila, H. Hybrid Pump Drive. The Fourteenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 20-22. Tampere, Finland 2015, .
- [10] Heybroek, K. Saving Energy in Construction Machinery using Displacement Control Hydraulics, Concept Realization and Validation. Linköping, Sweden 2008. Linköping University. 117 p.
- [11] Habibi, S. & Goldenberg, A. Design of a New High Performance ElectroHydraulic Actuator. International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, September 19-23. Atlanta, USA 1999, pp. 227-232.

- [12] Tikkanen, R. Pumppuohjauksen sekä hydraulisen energiavaraston hyödyntäminen pyöräkuormaajan puomin ohjauksessa. Diplomityö. Tampere, Finland 2011. Tampereen teknillinen yliopisto. 57 s.
- [13] Linjama, M., Vihtanen, H., Sipola, A. & Vilenius, M. Secondary Controlled Multi-Chamber Cylinder. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP '09, June 2-4. Linköping, Sweden 2009.
- [14] Daher, N. & Ivantysynova, M. Electro-hydraulic energy-saving power steering systems of the future. 7th FPNI PhD Symposium on Fluid Power, June 27-30. Reggio Emilia, Italy 2012, pp. 929-951.
- [15] ABB:n TTT-käsikirja 2000-07, Luku 18. Sähkömoottorikäytöt. [viitattu 27.05.2015]. Saatavissa: http://www.oamk.fi/~kurki/automaatiolabrat/TTT/18_S%84hk%94moottorik%84yt%94t.pdf.
- [16] Uudet sähkömoottorikäytöt energiasäästöjen tuottajina. ABB. [viitattu 27.05.2015]. Saatavissa: http://ssty.fi/download/hki2014/014_Antti_Vuorivirta_ABB.ppt.pdf.
- [17] Fonselius, J., Rinkinen, J. & Vilenius, M. Hydraulikka II. 3. painos. Tampere 2008, Tampereen Yliopistopaino Oy - Juvenes Print. 226 s.
- [18] Hydraulic Motor/Pump, Series F11/F12, Fixed Displacement. Parker Hannifin, Pump and Motor Division. Trollhättan, Sweden, [viitattu 9.6.2015]. Saatavissa: http://www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Fixed_Motors/F11_F12/HY30-8249-UK.pdf.
- [19] Check valve type RK, RB. Hawe Hydraulik. [viitattu 18.6.2015]. Saatavissa: <https://www.hawe.de/fileadmin/content/typeman/catalog/Pdf/7/4/D7445-en.pdf>.
- [20] RPCC, Pilot operated, balanced piston relief valve. Sun Hydraulics. [viitattu 18.6.2015]. Saatavissa: <http://www.sunhydraulics.com/model/RPCC/LWN>.
- [21] CBAA, 1:3 pilot ratio, ultra-restrictive counterbalance valve. Sun Hydraulics. [viitattu 18.6.2015]. Saatavissa: <http://www.sunhydraulics.com/model/CBAA>.
- [22] FTCB, 3-way, 3-position, proportional directional valve. Sun Hydraulics. [viitattu 18.6.2015]. Saatavissa: <http://www.sunhydraulics.com/model/FTCB>.
- [23] Ellman, A. Hydraulikan ja koneautomaation mittaukset. Luentomoniste. Tampere, 2002. Tampereen teknillinen yliopisto. 134 s.
- [24] Electronic Pressure Transmitter, HDA 4700. Hydac.
- [25] Electronic Pressure Transmitter, HDA 4300. Hydac.
- [26] ISO 4406:1999, Hydraulic fluid power - Fluids - Method for coding the level of contamination by solid particles. 7 p.

- [27] Inline Filter, LPF D A, Flange-Mounted. Hydac. [viitattu 22.6.2015]. Saatavissa: <http://www.hydac.com.au/MessageForceWebsite/Sites/279/Files/E.7.574.1.03.12.pdf>.
- [28] PSK 6706. Teollisuushydrauliijärjestelmän suunnittelu ja hankinta. Putkistot ja letkustot. 2008, PSK Standardisointiyhdistys ry. 10 s.
- [29] Hyvönen, M. IHA-2600 Hydrauliijärjestelmien mallinnus ja simulointi, Tampereen teknillinen yliopisto, kevät 2013. Luentokalvot. 156 s.
- [30] Linjama, M. IHA-2570 Digitaalihydrauliikka, Tampereen teknillinen yliopisto, syksy 2013. Kurssimateriaali.
- [31] Mäkilä, T. & Lahdelma, R. Systeemi ja säätötekniikan perusteet, Perussäätimet, PID-säätimen viritys. Turun yliopisto. [viitattu 6.7.2015]. Saatavissa: http://users.utu.fi/tusuma/SSTPK/luennot_2006/luento9.pdf.